



**KERNFORSCHUNGSANLAGE JÜLICH**  
GESELLSCHAFT MIT BESCHRÄNKTER HAFTUNG  
**Institut für Reaktorentwicklung**

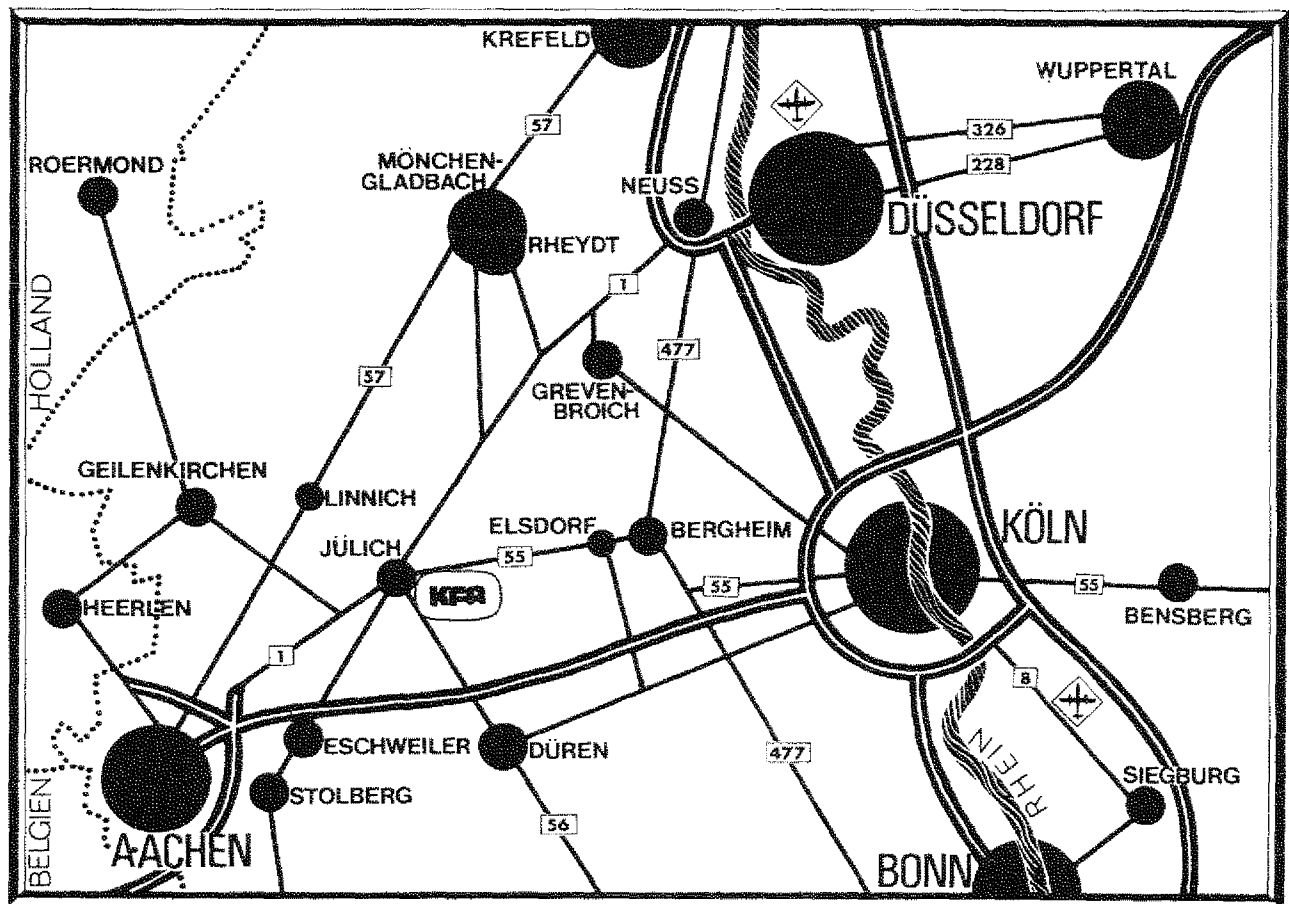
**Untersuchungen  
zum Betriebs- und Regelverhalten  
von HTR-Heliumturbinenanlagen**

von

G. Hewing

**JÜI - 1206**  
**Juni 1975**

Als Manuskript gedruckt



# **Berichte der Kernforschungsanlage Jülich – Nr. 1206**

Institut für Reaktorentwicklung Jül - 1206

Dok.: High Temperature Reactor - Helium Turbine  
Helium Turbine - Operation  
Helium Turbine - Control

Im Tausch zu beziehen durch: ZENTRALBIBLIOTHEK der Kernforschungsanlage Jülich GmbH,  
Jülich, Bundesrepublik Deutschland

**Untersuchungen  
zum Betriebs- und Regelverhalten  
von HTR-Heliumturbinenanlagen**

von

G. Hewing

D 82 (Diss. T. H. Aachen)

# INVESTIGATIONS ON THE OPERATING AND CONTROL BEHAVIOUR OF HTR-HELIUM TURBINE PLANTS

by

Günter Hewing

## ABSTRACT

The presented report describes investigations on the operating and control behaviour of closed-cycle HTR-Helium turbine plants. The aim of these investigations is to prove that the requirements of the grid can be met by the power plant without undue operating conditions. This study refers to a non-integrated and an integrated design of a single-shaft-plant. For comparison the behaviour of an adequate split-shaft-arrangement is opposed.

Essentially the following control modes are regarded:

- Gas injection and discharge at various points of the circuit,
- opening and closing of by-passes,
- control of loss-of-load from full load with the aid of by-passes.

The gas injection and discharge gives relatively slow power changes but favourable efficiencies at part-load. With gas injection on the HP side the power output rises faster than would correspond with the increase of inventory. This behaviour can be used advantageously for frequency maintenance.

The by-pass control is characterized by rapid power changes in connection with unfavourable part-load efficiencies. The associated pressure-gradients are inside of tolerable limits.

The loss-of-load from full load as most extremely operating case can be met by by-pass control with PI-controller in the single-shaft-plant.

All together one can establish that the single-shaft-plant can fulfil all investigated operating requirements without undue operating conditions. But these cannot be excluded in some cases with the split-shaft-arrangement.



## UNTERSUCHUNGEN ZUM BETRIEBS- UND REGELVERHALTEN VON HTR-HELIUMTURBINENANLAGEN

von

Günter Hewing

### KURZFASSUNG

Die vorliegende Arbeit beschreibt Untersuchungen zum Betriebs- und Regelverhalten von HTR-Einkreisanlagen mit dem Ziel, den Nachweis zu erbringen, daß die netzseitigen Anforderungen an die Kraftwerksanlage erfüllt werden können, ohne daß unzulässige Betriebszustände auftreten. Die Arbeit bezieht sich auf ein nicht-integriertes und ein integriertes Baukonzept einer single-shaft-Anlage. Zum Vergleich wird das Verhalten einer entsprechenden split-shaft-Ausführung gegenübergestellt.

Im wesentlichen werden folgende Vorgänge betrachtet:

- Gaseinspeisung und -entnahme an verschiedenen Stellen des Kreislaufs,
- Öffnen und Schließen von Bypässen,
- Ausregelung des Vollastabwurfes mit Hilfe von Bypässen.

Die Gaseinspeisung und -entnahme liefert relativ niedrige Leistungsänderungsgeschwindigkeiten bei günstigen Teillastwirkungsgraden. Bei HD-seitiger Gaseinspeisung tritt ein Voreilen der Kupplungsleistung gegenüber dem Kreislaufinventar auf, das vorteilhaft zum Zwecke der Frequenzstützung genutzt werden kann.

Die Bypassregelung ist gekennzeichnet durch große Leistungsänderungsgeschwindigkeiten in Verbindung mit ungünstigen Teillastwirkungsgraden. Die auftretenden Druckgradienten liegen innerhalb zulässiger Grenzen.

Der Vollastabwurf als extremster Betriebsfall ist bei der single-shaft-Anlage durch eine Bypaßregelung mit PI-Regler beherrschbar.

Insgesamt ist festzustellen, daß die single-shaft-Schaltung alle untersuchten Betriebsanforderungen erfüllen kann, ohne daß unzulässige Betriebszustände auftreten, während diese bei der split-shaft-Schaltung nicht in allen Fällen auszuschließen sind.



INHALTSVERZEICHNIS

|   | Seite |
|---|-------|
| 1. Einleitung   | 1     |
| 2. Netzverhältnisse und resultierende Anforderungen<br>an die Kraftwerksregelung        | 3     |
| 2.1 Verbundnetzbetrieb und -regelung  | 3     |
| 2.2 Netzbelastung   | 9     |
| 2.3 Kraftwerkseinsatzplanung  | 11    |
| 2.4 Anforderungen an die Regelfähigkeit von Kern-<br>kraftwerken                        | 15    |
| 3. Untersuchte Anlagenkonzepte, Heliumturbinenschaltungen<br>und Regelmethode           | 17    |
| 3.1 Hauptmerkmale des INT- und NINT-Konzeptes   | 17    |
| 3.2 Schaltungsarten der Heliumturbine   | 20    |
| 3.3 Prinzipielle Wirkungsweise der verschiedenen<br>Regelmethode                        | 22    |
| 3.3.1 Druckpegelregelung  | 22    |
| 3.3.2 Bypaßregelung   | 24    |
| 3.3.3 Sonstige Regelungsmöglichkeiten   | 25    |
| 4. Das Betriebsverhalten der Hauptkreislaufkomponenten von<br>HTR-Heliumturbinenanlagen | 26    |
| 4.1 Hochtemperaturreaktor   | 26    |
| 4.2 Wärmeübertragende Apparate  | 32    |
| 4.2.1 Kühler und externes Kühlsystem  | 32    |
| 4.2.2 Rekuperativer Wärmeübertrager   | 35    |
| 4.3 Turbomaschinen  | 40    |
| 4.3.1 Turbine   | 40    |
| 4.3.2 Verdichter  | 43    |
| 5. Das stationäre Teillastverhalten des Heliumturbinen-<br>kreislaufs                   | 47    |
| 5.1 Betriebspunkte bei verändertem Heliuminventar                                       | 47    |
| 5.2 Betriebspunkte bei Bypaßregelung  | 49    |
| 5.3 Die kombinierte Druckpegel- und Bypaßregelung                                       | 53    |
| 6. Das dynamische Verhalten der HTR-Heliumturbinenanlage                                | 55    |
| 6.1 Methoden zur Berechnung des dynamischen Verhaltens                                  | 55    |
| 6.2 Erläuterungen zu dem benutzten Rechenmodell   | 56    |
| 6.3 Charakteristische Transienten bei Gaseinspeise-<br>und -entnahmevorgängen           | 61    |
| 6.3.1 single-shaft-Schaltung der Turbomaschine  | 61    |
| 6.3.2 split-shaft-Schaltung der Turbomaschine   | 67    |
| 6.4 Charakteristische Transienten beim Öffnen<br>und Schließen von Bypässen             | 70    |
| 6.4.1 single-shaft-Schaltung der Turbomaschine  | 70    |

|   | Seite |
|---|-------|
| 6.4.2 split-shaft-Schaltung der Turbomaschine   | 78    |
| 6.5 Charakteristische Transienten beim Lastabwurf   | 83    |
| 7. Zusammenfassung  | 92    |
| 8. Literaturverzeichnis   | 95    |
| <u>Anhang:</u> Tabellarische Zusammenstellung des in den Dynamik-Rechenprogrammen ausgewerteten Gleichungssystems |       |

VERZEICHNIS DER ABBILDUNGEN

|  | Seite |
|--|-------|
| Abb. 1: Abhängigkeit zwischen Turbinenleistung und Netzfrequenz (linearisiert)   | 5     |
| Abb. 2: Verschiebung der Netzkennlinie durch die Sekundärregelung  | 7     |
| Abb. 3: Funktionsbeispiel für die Netzkennlinienregelung   | 8     |
| Abb. 4: Tagesverlauf der Netzbelastung (Neckarwerke)   | 10    |
| Abb. 5: Grenzen des Verlaufes der Netzbelastung an einem Sommertag (Neckarwerke)   | 11    |
| Abb. 6: Jahresdauerlinie der Netzbelastung (Neckarwerke)   | 12    |
| Abb. 7: Typisches Einsatzprogramm für ein kommerzielles Kernkraftwerk  | 13    |
| Abb. 8: Dauerlinie der Anlagenleistung entsprechend dem Kraftwerkseinsatzprogramm in Abb. 7                                | 14    |
| Abb. 9: Kreisprozeßdaten im Nennbetriebspunkt für die INT- und NINT-Variante der untersuchten HTR-Einkreis-anlage          | 18    |
| Abb. 10: HTR-Einkreisanlage mit split-shaft- und mit single-shaft-Turbomaschinenschaltung                                  | 21    |
| Abb. 11: Kreisprozeßdaten im Nennbetriebspunkt für die split-shaft-Version der untersuchten HTR-Einkreisanlage             | 21    |
| Abb. 12: Untersuchte Einspeise-, Entnahmestellen und Bypässe bei single-shaft- und split-shaft-Schaltung                   | 23    |
| Abb. 13: Einflußgrößen und Wechselwirkungen auf das Betriebsverhalten von Hochtemperaturreaktoren                          | 27    |
| Abb. 14: Reaktivitäts- und Leistungsverläufe bei einer sprungförmigen Reduktion des Kühlmitteldurchsatzes von 100 auf 75 % | 29    |
| Abb. 15: Temperaturverläufe bei einer sprungförmigen Reduktion des Kühlmitteldurchsatzes von 100 auf 75 %                  | 30    |
| Abb. 16: Prinzipschaltbild des Kühlsystems   | 32    |
| Abb. 17: Temperaturen im externen Kühlsystem bei 40 % Überlast in Abhängigkeit vom Kühlwassermassenstrom                   | 34    |

|  | Seite |
|--|-------|
| Abb. 18: Wärmeübertragungsmodell für den RW0   | 36    |
| Abb. 19: Verhalten der Wand- und Gastemperaturen bei einem Temperatursprung von 50 K am ND-Eintritt  | 38    |
| Abb. 20: Temperaturtransienten im RW0 bei einem Temperatursprung von 50 K am ND-Eintritt   | 39    |
| Abb. 21: Enthalpiegröße und polytropher Wirkungsgrad als Funktion der Durchflußkenngroße (Turbine)   | 41    |
| Abb. 22: Druckverhältnis als Funktion der Durchflußkenngroße mit der Kenngroße $(n/n_a) \cdot \sqrt{T_{TE_a}/T_{TE}}$ als Parameter (Turbine)                  | 42    |
| Abb. 23: Enthalpiekenngroße und polytropher Wirkungsgrad als Funktion der Durchflußkenngroße (Verdichter)  | 44    |
| Abb. 24: Druckverhältnis als Funktion der Durchflußkenngroße mit der bezogenen Drehzahl als Parameter (Verdichter)   | 45    |
| Abb. 25: Bezogene isentrope Förderhöhe als Funktion des relativen Volumenstromes mit der bezogenen Drehzahl als Parameter (Verdichter)                         | 46    |
| Abb. 26: Stationäres Teillastverhalten bei Druckregelung (single-shaft)  | 47    |
| Abb. 27: Stationäres Teillastverhalten bei Druckregelung (split-shaft)   | 48    |
| Abb. 28: Stationäres Teillastverhalten bei Bypassregelung (single-shaft)   | 50    |
| Abb. 29: Stationäres Teillastverhalten bei Bypassregelung (split-shaft)  | 52    |
| Abb. 30: Zusammenhang zwischen Kupplungsleistung, Kupplungswirkungsgrad und Druckregelbereich bei der kombinierten Druckregel- und Bypassregelung              | 53    |
| Abb. 31: Aufteilung der Kreislaufvolumina für single- und split-shaft  | 57    |
| Abb. 32: Hochdruckseitige Gasentnahme mit einer Entnahmerate von 0,5 %/s [zwei- bis viermal größer, als nach 2.4 erforderlich]                                 | 62    |
| Abb. 33: Einfluß der Einspeise- bzw. Entnahmestelle auf Vor- bzw. Nachteilen von Leistung gegenüber He-Inventar (Einspeise- bzw. Entnahmerate jeweils 0,5 %/s) | 63    |

|          |   |    |
|----------|---|----|
| Abb. 34: | Einfluß der Einspeise- bzw. Entnahmerate auf die Größe des Vor- bzw. Nacheileffektes von Leistung gegenüber He-Inventar für verschiedene Einspeise- und Entnahmestellen   | 65 |
| Abb. 35: | Hochdruckseitige Gaseinspeisung zum Zwecke der Frequenzstützung (kritisches Überströmen aus Hochdrucktank mit $V_T = 70 \text{ m}^3$ und $P_{T0} = 150 \text{ bar}$ / Anfangswert: $\dot{m}_{T80} = 100 \text{ kg/s}$ ) | 66 |
| Abb. 36: | Hochdruckseitige Gasentnahme mit einer Entnahmerate von $0,5 \text{ %/s}$ [zwei- bis viermal größer, als nach 2.4 erforderlich]   | 67 |
| Abb. 37: | Einfluß der Einspeise- bzw. Entnahmestelle auf Vor- bzw. Nacheilen von Leistung gegenüber He-Inventar (Einspeise- bzw. Entnahmerate jeweils $0,5 \text{ %/s}$ )   | 68 |
| Abb. 38: | Hochdruckseitige Gaseinspeisung zum Zwecke der Frequenzstützung (kritisches Überströmen aus Hochdrucktank mit $V_T = 70 \text{ m}^3$ und $P_{T0} = 150 \text{ bar}$ / Anfangswert: $\dot{m}_{T80} = 200 \text{ kg/s}$ ) | 69 |
| Abb. 39: | Einfluß der Bypaßschaltung auf Temperaturen und Temperaturgradienten am Beispiel einer Leistungsänderung von $\pm 50 \text{ %}$   | 71 |
| Abb. 40: | Verlauf kennzeichnender Kreislaufgrößen bei einer Leistungsänderung von $\pm 50 \text{ %}$ hervorgerufen durch Öffnen und Schließen der kombinierten Bypässe B83 + B84  | 73 |
| Abb. 41: | Verlauf repräsentativer Druckgradienten auf Hoch- und Niederdruckseite (Regelvorgang: Öffnen und Schließen der Bypaßkombination B83 + B84 entsprechend einer Leistungsänderung von $\pm 50 \text{ %}$ )                 | 75 |
| Abb. 42: | Maximale Druckgradienten auf HD- und ND-Seite in Abhängigkeit von der relativen Leistungsänderung (hervorgerufen durch die Bypaßkombination B83 + B84)  | 76 |
| Abb. 43: | Verlauf der Leistungsänderung $\Delta P_K^*$ bezogen auf den stationären Endwert $\Delta P_{K, \text{stat}}^*$ (geregelt über die kombinierten Bypässe B83 + B84)   | 77 |
| Abb. 44: | Verlauf kennzeichnender Kreislaufgrößen bei einer Leistungsänderung von $\pm 50 \text{ %}$ hervorgerufen durch Öffnen und Schließen des Bypasses B83  | 79 |
| Abb. 45: | Temperatur- und Druckgradienten beim Öffnen und Schließen des Bypasses B83 entsprechend einer Leistungsänderung $\pm 50 \text{ %}$  | 81 |

|          |  |    |
|----------|--|----|
| Abb. 46: | Verlauf der Leistungsänderung $\Delta P_K^*$ bezogen auf den stationären Endwert $\Delta P_K^* \text{ stat.}$ (geregelt über den Bypass B83) | 82 |
| Abb. 47: | Druckgradienten und Umdrehzahl des Turbosatzes in Abhängigkeit vom Bypassmassenstromverhältnis $\mu_0$                                       | 84 |
| Abb. 48: | Einfluß der Reglerparameter auf den Verlauf der Bypassöffnung und der Umdrehzahl   | 87 |
| Abb. 49: | Verlauf kennzeichnender Kreislaufgrößen beim Lastabwurf geregelt mit PI-Regler (Standardparameter)   | 88 |
| Abb. 50: | Verlauf von HD- und ND-seitigen Druckgradienten und von Gradienten der Wandtemperatur am heißen Ende des RWO                                 | 90 |

#### VERZEICHNIS DER TABELLEN

|         |  |    |
|---------|--|----|
| Tab. 1: | Geometrische Volumina der INT- und NINT-Variante   | 19 |
| Tab. 2: | Aufteilung des Kreislaufvolumens auf HD-, MD- und ND-Bereich   | 19 |
| Tab. 3: | Umdrehzahl, Druckgradienten und Bypassmassenstromverhältnis beim Lastabwurf (alle Bypassarmaturen voll geöffnet) | 85 |



BEZEICHNUNGEN, INDIZES UND SYMBOLE  
(gilt nicht für die Gleichungstabellen im Anhang)

Bezeichnungen

|    |   |
|----|---|
| F  | Fläche  |
| K  | Netzleistungszahl   |
| K  | Kraft   |
| M  | Masse, Inventar   |
| Nu | Nußeltzahl  |
| P  | Leistung  |
| Pr | Prandtlzahl   |
| R  | Regelbereich  |
| R  | Gaskonstante  |
| Re | Reynoldszahl  |
| S  | Statik  |
| T  | Temperatur  |
| V  | Volumen   |
| V  | Reglerv Verstärkung   |
| V  | Volumenstrom  |
| b  | Beschleunigung  |
| c  | spezifische Wärme   |
| c  | Gasgeschwindigkeit  |
| d  | Durchmesser   |
| f  | Frequenz  |
| f  | Betriebszeitfaktor  |
| h  | Förderhöhe (Verdichter)   |
| l  | mittlere Stromfadenlänge  |
| m  | Kenngröße zur Beschreibung des Zusammenhanges zwischen Enthalpie- und Durchflußkenngröße im Verdichter              |
| m  | Massenstrom   |
| n  | Ausnutzungsfaktor   |
| n  | Drehzahl  |
| p  | Druck   |
| s  | Entropie  |
| t  | Zeit  |
| x  | Ortskoordinate im RWG   |
| z  | Verdichterstufenzahl  |
| Δ  | Differenz   |
| Φ  | Neutronenfluß   |
| α  | Wärmeübergangszahl  |
| α  | Kenngröße zur Beschreibung des Zusammenhanges zwischen polytropem Wirkungsgrad und Durchflußkenngröße im Verdichter |
| η  | Zähigkeit   |
| η  | Wirkungsgrad  |
| κ  | Isentropenexponent  |
| u  | Bypaßmassenstromverhältnis  |
| π  | Druckverhältnis   |
| p  | Reaktivität   |
| τ  | Zeitkonstante   |
| ϕ  | Durchflußkenngröße  |
| ψ  | Enthalpiekenngröße  |

Indizes

|         |  |
|---------|--|
| B       | Betriebszeit                               |
| B       | Bypaß                                      |
| B       | Brennstoff                                 |
| B       | Beschleunigungs- bzw. Verzögerungs(anteil) |
| BK      | Bypaß zur Turbinenkühlung                  |
| Byp     | Bypaß(öffnungsquerschnitt)                 |
| D       | Verzögerungs(zeitkonstante)                |
| DP      | Druckpegel(regelbereich)                   |
| E       | Einspeisung bzw. Entnahme                  |
| H       | Höchst(last)                               |
| HD      | Hochdruckseite                             |
| HE      | Helium                                     |
| K       | bezogen auf Turbomaschinenkupplung         |
| M       | Moderator                                  |
| N       | Netz                                       |
| N       | Nachstell(zeit)                            |
| ND      | Niederdruckseite                           |
| R       | Reibungs(anteil)                           |
| R       | Regler(verstärkung)                        |
| RA      | Reaktoraustritt                            |
| RE      | Reaktoreintritt                            |
| T       | Tank                                       |
| T       | Turbine                                    |
| TA      | Turbinenaustritt                           |
| TE      | Turbineneintritt                           |
| V       | Verdichter                                 |
| VA      | Verdichterausritt                          |
| VE      | Verdichtereintritt                         |
| W       | wärmeübertragende Wand im RWG              |
| a       | Auslegungspunkt                            |
| a       | Anfangswert                                |
| ab      | Abströmung                                 |
| fl      | fließendes Medium                          |
| ges.    | gesamt                                     |
| i       | Laufindex                                  |
| k       | Laufindex                                  |
| m       | Benutzungsdauer                            |
| s       | (Zeitkonstante einer Regel)strecke         |
| s       | isentrop                                   |
| stat.   | stationär Endzustand                       |
| soll    | Sollwert                                   |
| Ü       | Übergabe(leistung)                         |
| zu      | Zuströmung                                 |
| o       | Nennbetriebspunkt                          |
| I bis 9 | Kreislaufpunkte                            |

Symbole

|   |   |
|---|---|
| * | auf Nennwert bzw. Auslegungswert bezogen (außer bei Temperaturen) |
| * | hinter einer Mischstelle (nur bei Temperaturen)                   |
| — | gemittelte Werte  |



## 1. EINLEITUNG

Das Betriebs- und Regelverhalten ist bei der Planung und Auslegung von Kraftwerken von Bedeutung, da der Bedarf an elektrischer Energie aufgrund der begrenzten Speichermöglichkeit dieser Energieform von der Verbraucherseite her bestimmt wird, so daß durch eine Regelung der Kraftwerksleistung die Erzeugungsrate ständig der Verbrauchsrate angepaßt werden muß. Obwohl die Elektrizitätsversorgungsunternehmen (EVU) durch gezielte Tarifmaßnahmen (z.B. Sondertarife für Nachtstromspeicherheizung) eine möglichst gleichbleibende Netzbelastung anstreben und durch Erweiterung und Kopplung der Netze einen Bedarfsausgleich über größere Entfernungen ermöglichen, lassen sich doch erhebliche regionale Bedarfsschwankungen nicht vermeiden. Eine Analyse dieser Schwankungen über einen längeren Zeitraum gibt Aufschluß über die an eine Kraftwerksanlage zu stellenden Anforderungen hinsichtlich ihrer Regelfähigkeit und ihres Lastfolgeverhaltens.

Will man eine neue Reaktorbaulinie wie z.B. das System "HTR mit Heliumturbine" in den Markt einführen, so sind also neben der selbstverständlichen Forderung nach Wirtschaftlichkeit auch Fragen der Regelfähigkeit und des Lastfolgeverhaltens entscheidend. Denn eine Kernkraftanlage ist für ein EVU nur dann einsetzbar, wenn die netzseitigen Anforderungen erfüllt werden können, ohne daß unzulässige Betriebszustände auftreten. Daraus ergibt sich auch für die HTR-Einkreisanlage die Aufgabenstellung zu einer eingehenden Untersuchung des Betriebs- und Regelverhaltens. Eine solche Untersuchung liefert weiterhin die Randbedingungen für die Auslegung der Regeleinrichtungen und zusätzliche Auskünfte für die Konstruktion und den Festigkeitsnachweis der Kreislaufkomponenten.

Die Begriffe Betriebs- und Regelverhalten umfassen hier den Normalbetrieb der Anlage, wobei das Betriebsverhalten hier sowohl das stationäre Teillastverhalten des Systems als auch das dynamische Verhalten beim Übergang von einem stationären in einen neuen stationären Betriebspunkt beinhaltet. Das Regelverhalten berücksichtigt zusätzlich den Einfluß von Reglern, der hier für den Fall der Drehzahlregelung nach Lastabwurf untersucht wird. Der Normalbetrieb erstreckt sich also bis hin zum Lastabwurf, der als sogenannter Betriebsstörfall jederzeit ohne Folgeschäden von der Anlage aufgenommen werden muß, während Störfälle, die in Verbindung mit Kreislaufbrüchen oder Turbomaschinen-Entschaufelung auftreten und häufig nur als

hypothetisch anzusehen sind, hier keine Berücksichtigung finden.

Das stationäre Betriebsverhalten von HTR-Heliumturbinanlagen ist durch Arbeiten wie [1,2,3] weitgehend bekannt im Gegensatz zu den dynamischen Vorgängen, über die bisher nur sehr begrenzte Aussagen vorliegen. Aus diesem Grunde konzentriert sich die vorliegende Arbeit auf das dynamische Verhalten des Systems und seiner Hauptkomponenten. Das stationäre Betriebsverhalten wird in die Untersuchungen mit einbezogen, um die aus neueren Auslegungsdaten resultierenden Betriebscharakteristiken darzustellen.

## 2. NETZVERHÄLTNISSE UND RESULTIERENDE ANFORDERUNGEN AN DIE KRAFTWERKS- REGELUNG

### 2.1 Verbundnetzbetrieb und -regelung

Der in einem elektrischen Energieversorgungsnetz auftretende Energiebedarf wird, von unbedeutenden Ausnahmen abgesehen, von der Verbraucherseite her bestimmt. Der Bezieher elektrischer Energie verlangt, daß ihm zu jeder Zeit die benötigte Energie zur Verfügung steht. Die Elektrizitätsversorgungs-Unternehmen (kurz EVU genannt) haben sich diesen Wünschen durch geeignete Planung anzupassen. Da ein direktes Speichern der elektrischen Energie in dem erforderlichen Umfang sehr schwierig ist (Sie kann bestenfalls indirekt in hydraulischen oder pneumatischen Speichern gesammelt werden.), muß sie jederzeit in dem Augenblick erzeugt werden, in dem sie verbraucht wird. Überschüssige oder fehlende Energie kann nur durch unmittelbare Regelung der in einem Versorgungsnetz erzeugten Leistung ausgeglichen werden. Das hat zur Folge, daß die EVU an die von ihnen betriebenen Kraftwerke Anforderungen bezüglich der Regelbarkeit stellen, die aus einer Analyse der Netzverhältnisse und dabei vor allem der verbraucherseitigen Gegebenheiten resultieren. Bei der Lösung dieser Aufgabe spielt der Verbundnetzbetrieb eine bedeutende Rolle.

Als Verbundnetzbetrieb bezeichnet man das betriebliche, technische und wirtschaftliche Zusammenarbeiten mehrerer EVU an ihrer Versorgungsaufgabe mit Hilfe eines dem Austausch großer elektrischer Energiemengen dienenden [4] Verbundnetzes. Dieser Verbund entsteht durch das Zusammenschalten einzelner Netze mit Hilfe von Kuppelleitungen, die den Energieaustausch zwischen den als Verbundpartner arbeitenden EVU ermöglichen [5]. Durch die gegenseitige Hilfsbereitschaft der Verbundpartner erhöht sich die Sicherheit in der Stromversorgung und die Ersparnis in der erforderlichen Maschinenreserve [6].

Um die Vorteile des Verbundbetriebs optimal zu nutzen, hat sich in Europa seit Mitte der 50er Jahre ein Großverbund, das sogenannte "Westeuropäische Verbundnetz" entwickelt. An diesem Verbund sind inzwischen nahezu alle west-

europäischen Länder von Dänemark im Norden bis Italien, Spanien und Portugal im Süden beteiligt. Das wegen seiner Insellage deutlich isolierte Großbritannien ist über eine Hochspannungs-Gleichstromverbindung an das westeuropäische Verbundnetz angeschlossen. Netzkupplungen mit Ostblockländern wie z.B. Jugoslawien, Ungarn, der DDR und der CSSR sind teilweise bereits in Betrieb bzw. im Bau oder in der Planung. Das westeuropäische Verbundnetz hatte 1973 eine Jahreshöchstlast von ca. 150 000 MW zu verzeichnen.

Die BRD als einer der westeuropäischen Verbundpartner ist mit ihrer Energieerzeugung zur Zeit zu etwa 30 % an der gesamten Energieerzeugung im westeuropäischen Verbundnetz beteiligt. Kennzeichnend für die Erzeugung und Verteilung dieser Energie ist auch hier wieder die Zusammenarbeit der einzelnen EVU innerhalb des Verbundnetzes der BRD. Dieses Verbundnetz arbeitet mit Betriebsspannungen von 380 und 220 kV. Es wird laufend weiter ausgebaut, wobei die Länge des 380 kV Leitungsnetzes überproportional zur installierten Kraftwerksleistung zunimmt [7].

Neben den Vorteilen die der Verbundbetrieb bietet, stellt der Zusammenschluß großer Netzverbände an die Betriebsführung der einzelnen Netze Forderungen, die einzuhalten sind, wenn man die Vorgänge an den Kuppelstellen beherrschen will [8]. Im Vordergrund stehen dabei als Hauptregelaufgaben die Konstanzhaltung von

- a) Netzfrequenz
- b) Netzspannung

und die Aufteilung von

- c) Wirkleistung
- d) Blindleistung

Je zwei dieser vier Größen hängen unmittelbar miteinander zusammen und zwar die Wirkleistung mit der Frequenz und die Blindleistung mit der Spannung [9]. Während die Konstanzhaltung der Spannung und die Verteilung der Blindleistung in erster Linie über die Erregung der Generatoren und über sonstige geeignete Maßnahmen auf der Netzseite erfolgt [10] und daher hier nicht weiter diskutiert werden soll, ist die Regelung der Frequenz und der Wirkleistung unmittelbar an die Regelung der im Netz betriebenen

Kraftwerksanlagen gebunden. Das westeuropäische Verbundnetz wird bekanntlich mit einer Netzfrequenz von 50 Hz betrieben. Um Überlastauslösungen an Kuppelstellen zu vermeiden, ist zwischen den Verbundpartnern als maximal zulässige Frequenzabweichung ein Richtwert von  $\pm 0,1$  Hz vereinbart. Das Verhalten der Frequenz ist im Drehstromnetz ein Kriterium dafür, wie gut die erzeugte und die verbrauchte Energiemenge zu jedem Zeitpunkt übereinstimmen. Die Konstanthaltung der Netzfrequenz entspricht damit der Forderung, Erzeugung und Verbrauch von elektrischer Energie ständig einander anzupassen.

Die Methoden zur Regelung von Frequenz und Wirkleistung werden beschrieben durch die Begriffe Primärregelung, Sekundärregelung und Netzkennlinienregelung. Die damit bezeichneten Vorgänge und Verfahren werden im folgenden erläutert.

### Primärregelung

Als Primärregelung bezeichnet man die Regelung der Turbinenleistung in Abhängigkeit von der Turbinendrehzahl bzw. von der Netzfrequenz durch einen Turbinenregler mit Proportionalcharakter, d.h. eine der Primärrege-

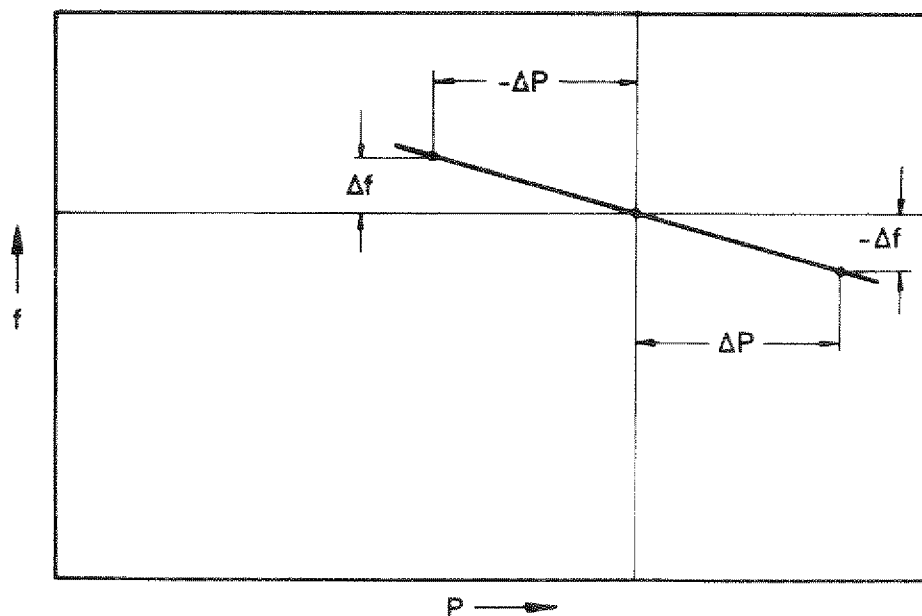


Abb. 1: Abhängigkeit zwischen Turbinenleistung und Netzfrequenz (linearisiert)

lung unterliegende Turbine verhält sich unter dem Einfluß des Reglers näherungsweise entsprechend der in Abb. 1 gezeigten linearisierten Kennlinie. Die Steigung dieser Kennlinie wird als die "Statik des Turbinenreglers" bezeichnet. Diese ist definiert als

$$S = - \frac{\Delta f/f}{\Delta P/P} \cdot 100 \quad [\%] \quad (2.1)$$

und sollte bei Werten von 4 ./ 6 % liegen. Entsprechend den Regelcharakteristiken der in einem Netz arbeitenden Turbinen weist das Netz ebenfalls eine praktisch lineare Abhängigkeit von Frequenz und Leistung auf, die durch die Netzstatik

$$S_N = - \frac{\Delta f/f}{\Delta P_N/P_N} \cdot 100 \quad [\%] \quad (2.2)$$

beschrieben ist. Diese Netzstatik ist im allgemeinen etwa zwei- bis fünfmal größer als übliche Werte für die Maschinenstatik, da sich zahlreiche Maschinen nur mangelhaft an der Primärregelung beteiligen und so die Netzstatik verschlechtern [8]. Die Wirkungsweise der Primärregelung ist folgende: bei einer Störung des Gleichgewichtes zwischen erzeugter und verbrauchter Energie und einer infolgedessen entsprechend der Netzstatik hervorgerufenen Frequenzabweichung greifen die Maschinenregler ein und bewirken eine Leistungsänderung, die eine Stabilisierung der Netzfrequenz zur Folge hat. Dieser Vorgang, der umso wirkungsvoller ist, je mehr Kraftwerke (und vor allem große Einheiten) sich daran beteiligen, spielt sich innerhalb weniger Sekunden ab. Er wird vor allem von Kraftwerksherstellern häufig als "Frequenzstützung" oder "Frequenzhaltung" bezeichnet. Diese Begriffe täuschen leicht darüber hinweg, daß die Primärregelung aufgrund ihres Proportional-Verhaltens mit einer bleibenden Regelabweichung  $\Delta f$  verbunden ist.

### Sekundärregelung

Die Sekundärregelung hat zum Ziel, die durch reine Primärregelung im Netz auftretende bleibende Frequenzabweichung zu beseitigen. Dazu werden zunächst von einem zentralen Netzregler die Leistungssollwerte an den P-Reglern von Regelkraftwerken verändert, so daß sich diese Regelkraftwerke auf neue Betriebspunkte einstellen. Als Folge davon wird das Leistungsniveau im Netz so angehoben oder abgesenkt, daß die Frequenz und damit die Betriebspunkte der pri-



mär regelnden Maschinen auf ihre Sollwerte zurückgeführt werden. Dieser Vorgang wird in Abb. 2 veranschaulicht. Zunächst stellt sich ausgehend von einem Betriebspunkt (0) mit Nennfrequenz bei Leistungsüberschuß bzw. -nachfrage

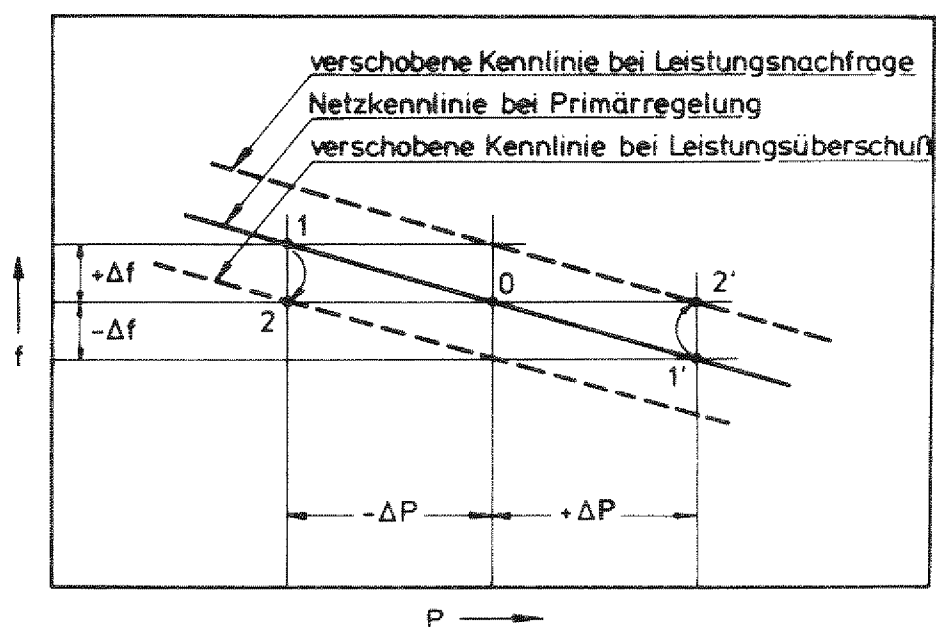


Abb. 2: Verschiebung der Netzkennlinie durch die Sekundärregelung

infolge der Primärregelung ein neuer Betriebspunkt (1) bzw. (1') auf der ausgezogenen Netzkennlinie ein. Durch die Sekundärregelung erfolgt jetzt eine Parallelverschiebung der Netzkennlinie (siehe gestrichelte Linien), die zur Folge hat, daß die Betriebspunkte (1) bzw. (1') in die Punkte (2) bzw. (2') überführt werden. Das bedeutet, daß die zunächst von den primär regelnden Kraftwerken übernommene Leistungsänderung auf die sekundär regelnden Kraftwerke übertragen worden ist.

Die Regelgeschwindigkeit der Sekundärregelung liegt um etwa ein bis zwei Größenordnungen unter der der Primärregelung. Dennoch ist die Sekundärregelung außerordentlich wichtig, um nach einem Eingriff der primär regelnden Kraftwerke diese möglichst umgehend wieder zu entlasten und damit die Reaktionsfähigkeit des Netzes gegen weitere Vorgänge zu erhalten [8].

## Netzkennlinienregelung

Als Netzkennlinienregelung bezeichnet man Zusammenwirken von Primär- und Sekundärregelung. Dabei geht man davon aus, daß jeder Verbundpartner die Bedarfsschwankungen in seinem eigenen Netz ausregelt. In Störungsfällen sollen die Netze einander stützen, ohne daß sich im stationären Betrieb die zwischen den EVU vereinbarten Übergabeleistungen ändern [11, 12]. Die Netzkennlinienregelung ist damit eine kombinierte Regelung der Frequenz und der Übergabeleistung. Dabei werden einem zentralen Netzregler ständig die Istwerte der Frequenz und der Übergabeleistung zugeführt. Der Regler formt den Wert der Regelabweichung  $\Delta f$  in einen Leistungswert  $K \cdot \Delta f$  um (Die Netzleistungszahl  $K$  ist definiert als die Änderung der Netzleistung je Hz Frequenzänderung also  $K = - \Delta P / \Delta f$ ) und addiert dazu die Regelabweichung der Übergabeleistung  $\Delta P_U$ . Die resultierende Regelabweichung  $K \cdot \Delta f + \Delta P_U$  ist dann ein Maß für die Laständerung im eigenen Netz.

Die Funktionsweise der Netzkennlinienregelung wird in Abb. 3 am Beispiel zweier zu einem Verbund gekoppelter Netze erläutert [9]. Bildteil a zeigt

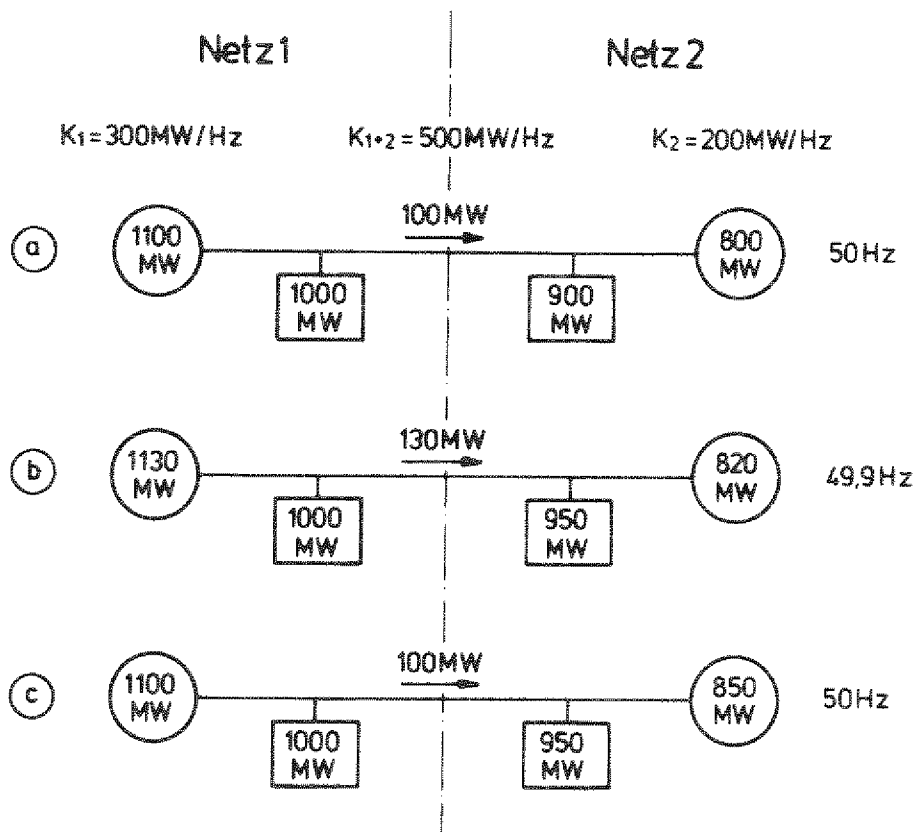


Abb. 3: Funktionsbeispiel für die Netzkennlinienregelung

den Ausgangszustand. Im Netz 1 (links) werden 1100 MW erzeugt (siehe Kreis) und 1000 MW verbraucht (siehe Rechteck); im Netz 2 (rechts) werden 800 MW erzeugt und 900 MW verbraucht. Die Übergabeleistung beträgt 100 MW. Die Leistungszahlen  $K_1$  und  $K_2$  der beiden Netze und  $K_{1+2}$  des Verbundes sind im Bild angegeben. Nach Lastzunahme im Netz 2 von 50 MW sinkt die Frequenz entsprechend  $\Delta f = -\Delta P / K_{1+2}$  um 0,1 Hz. Durch Wirkung der Primärregelung steigt die Leistungserzeugung im Netz 1 um  $\Delta P_1 = -\Delta f \cdot K_1 = 30$  MW und im Netz 2 um  $\Delta P_2 = -\Delta f \cdot K_2 = 20$  MW. Die Übergabeleistung von Netz 1 an Netz 2 nimmt um 30 MW zu. Den so erreichten Zustand zeigt Bildteil b. Als resultierende Regelabweichung bildet der Netzregler in Netz 1:  $K_1 \cdot \Delta f + \Delta P_{\text{Ü}} = (-30 + 30)$  MW = 0; die Sekundärregelung dieses Netzes bleibt damit in Ruhe. Der Regler in Netz 2 bildet:  $K_2 \cdot \Delta f + \Delta P_{\text{Ü}} = (-20 - 30)$  MW = -50 MW ( $\Delta P_{\text{Ü}}$  wegen Leistungseinfuhr negativ); er stellt also einen Leistungsbedarf von 50 MW in seinem Netz fest und bewirkt über die Sekundärregelung eine Erhöhung der Leistungserzeugung auf 850 MW. Dadurch wird der in Bildteil c gezeigte Endzustand erreicht.

## 2.2 Netzbelastung

Trotz der Zusammenschaltung vieler Verbraucher mit unterschiedlicher Bedarfs-Charakteristik innerhalb abgegrenzter Versorgungsgebiete und trotz der Verbindung der einzelnen Versorgungsgebiete über das westeuropäische Verbundnetz ist der Energiebedarf im Netz erheblichen Schwankungen unterworfen. Für eine bedarfs- und kostenoptimale Betriebsplanung ist es für ein EVU unerlässlich, diese veränderliche Netzbelastung zu analysieren und aufgrund der Analyse vorausschauend zu beurteilen.

Für den veränderlichen Leistungsbedarf gibt es im wesentlichen drei Ursachen |13|:

1. den Tagesablauf: mit den Lastsenken Nacht, Frühstückspause und Feierabend sowie mit den Lastspitzen am Morgen, kurz vor Mittag, am Nachmittag und am Abend;
2. den Wochenablauf: Werkstage, Wochenende
3. die Jahreszeiten: Winter, Übergangszeiten, Sommer, Urlaubszeit.

Abb. 4 zeigt am Beispiel der Neckarwerke den Einfluß dieser Größen auf den Tagesverlauf der Netzbelastung. Die größten Unterschiede in der Netzbelastung kommen in dem Verhältnis der niedrigsten Belastung (Sommer/Sonntag/Nacht) zur Spitzenlast (Winter/Werktag/Morgen), das in dem gewählten Beispiel bei 0,13

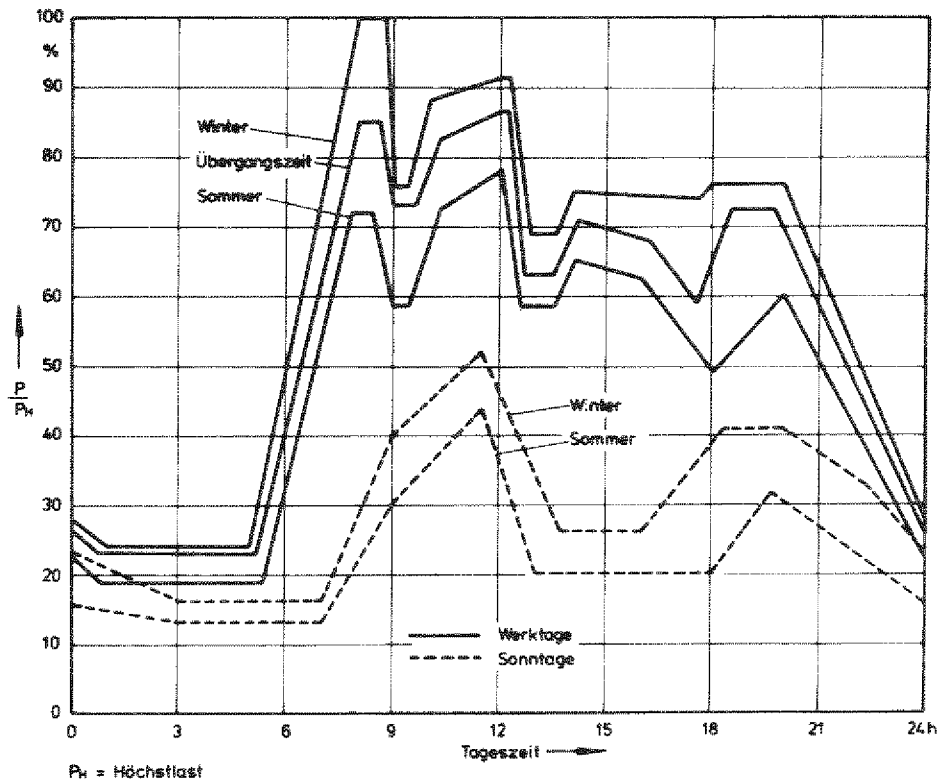


Abb. 4: Tagesverlauf der Netzbelastung (Neckarwerke)

liegt, zum Ausdruck. Für die Nacht-Tag-Relation treten im ungünstigsten Falle Werte von etwa 0,24 auf. Noch wichtiger für regeltechnische Zusammenhänge dürfte die Änderungsgeschwindigkeit der Netzbelastung sein. Diese ist in der Nacht relativ gering und erreicht am Tage Werte von ca. 0,4 %/min bei steigender und von ca. 0,8 %/min bei fallender Tendenz.

Neben diesen relativ leicht abzuschätzenden Einflüssen bewirken mehr zufällige Ereignisse wie z.B. Kälteeinbruch, starke Bewölkung, Gewitter, attraktive Fernsehprogramme und ähnliches weitere erhebliche Verschiebungen der Netzbelastung. Abb. 5 läßt erkennen, in welchen Grenzen der Lastbedarf eines normalen Sommertages (wieder am Beispiel der Neckarwerke) allein durch diese sekundären Einflüsse, die im allgemeinen nicht vorhersehbar sind, ver-

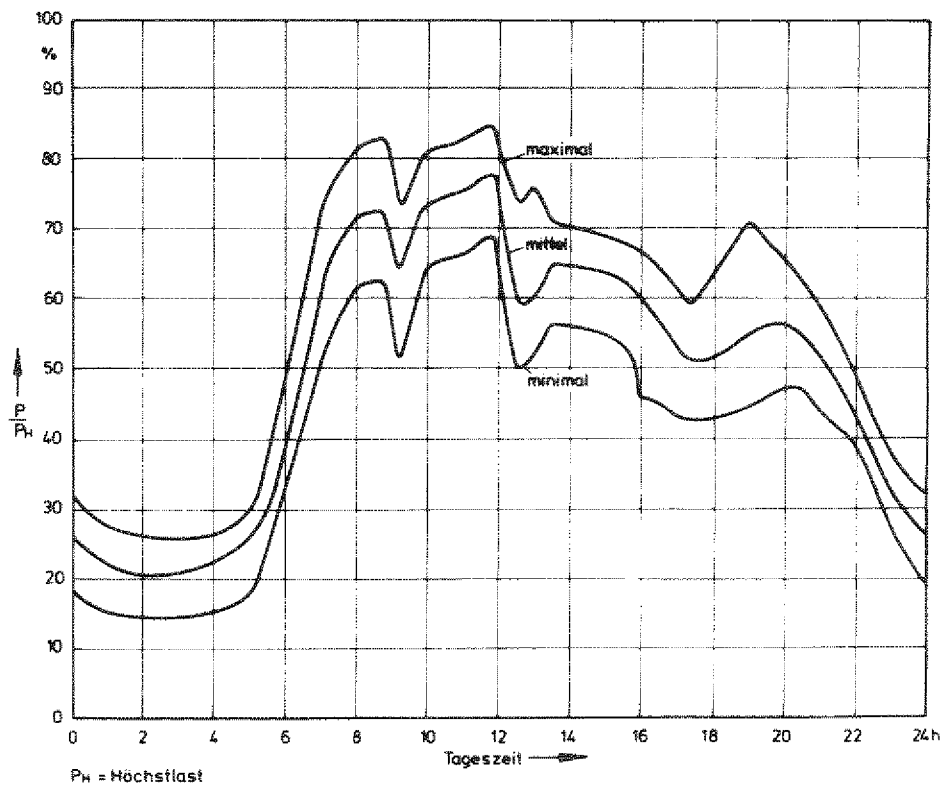


Abb. 5: Grenzen des Verlaufes der Netzbelastung an einem Sommertag (Neckarwerke)

ändert werden kann [13]. Dabei treten zeitweise erheblich steilere Lastgradienten auf, als den normalen Tagesverläufen wie in Abb. 4 entspricht.

Die Leistungserzeugung diesen ständigen Belastungsschwankungen anzupassen, ist Aufgabe der Netzregelung und damit letzten Endes der Regelung der im Netz arbeitenden Kraftwerke.

### 2.3 Kraftwerkseinsatzplanung

Ordnet man sämtliche Belastungswerte aller einzelnen Tage eines Jahres oder als Ersatz dafür die in Abb. 4 aufgetragenen bereits gemittelten Belastungswerte nach ihrer Größe, so ergibt sich die in Abb. 6 dargestellte Jahresdauerlinie [13]. Aus dieser Dauerlinie ist unmittelbar abzulesen, wieviel Stunden im Jahr eine bestimmte Leistung insgesamt beansprucht wird [14]. Üblicherweise wird die Jahresdauerlinie - beispielsweise wie in Abb. 6 gezeigt - in die Bereiche Reserven und Spitzenlast, Mittellast und Grund-

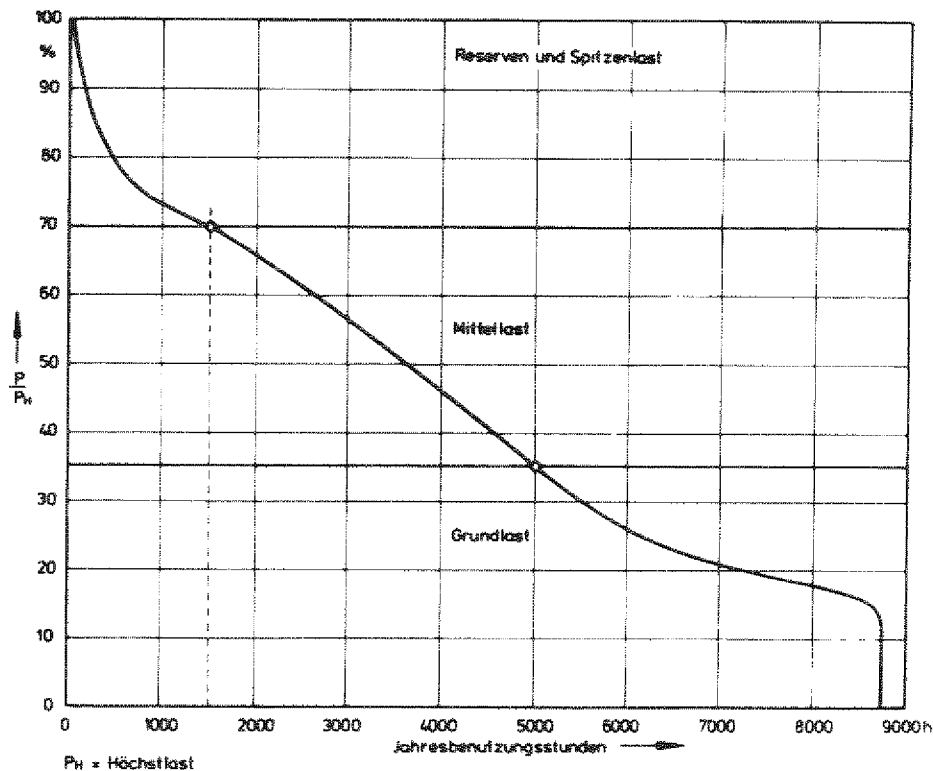


Abb. 6: Jahresdauerlinie der Netzbelastung  
(Neckarwerke)

last aufgliedert. Die Grenzen dieser Bereiche sind vom Verlauf der Jahresdauerlinie abhängig und können sich daher bei verschiedenen EVU unterscheiden. Den einzelnen Bereichen ordnet der Betreiber seine verschiedenen Kraftwerkstypen entsprechend den jeweiligen Relationen von Anlage- und Brennstoffkosten zu. Die HTR-Einkreisanlage wird wie jedes andere kommerzielle Kernkraftwerk aufgrund des gegenüber den Brennstoffkosten hohen Anteils der Anlagekosten an den Stromerzeugungskosten im Grundlastbereich eingesetzt. Es ist jedoch damit zu rechnen, daß sie gegen Ende ihrer Abschreibungsperiode in den Mittellastbereich rückt.

Wird nun ein Kernkraftwerk wie die HTR-Einkreisanlage im Grundlastbereich betrieben, so heißt das keineswegs, daß es sich an der Anpassung der Leistungserzeugung an die periodischen Schwankungen der Netzbelastung nicht beteiligen muß. Bereits bei der Kraftwerksplanung wird von dem späteren Betreiber ein Kraftwerkseinsatzprogramm entwickelt, in dem die vorgesehene Kraftwerksleistung in Abhängigkeit von Tageszeit, Wochentag und Jahreszeit in ähnlicher Weise wie bei den Netzbelastungskurven in Abb. 4

aufgetragen wird. Ein typisches Einsatzprogramm für ein kommerzielles Kernkraftwerk zeigt die Abb. 7. Über der Tageszeit ist die im voraus geplante Leistung, die sogenannte Programtleistung, bezogen auf die Nenn-

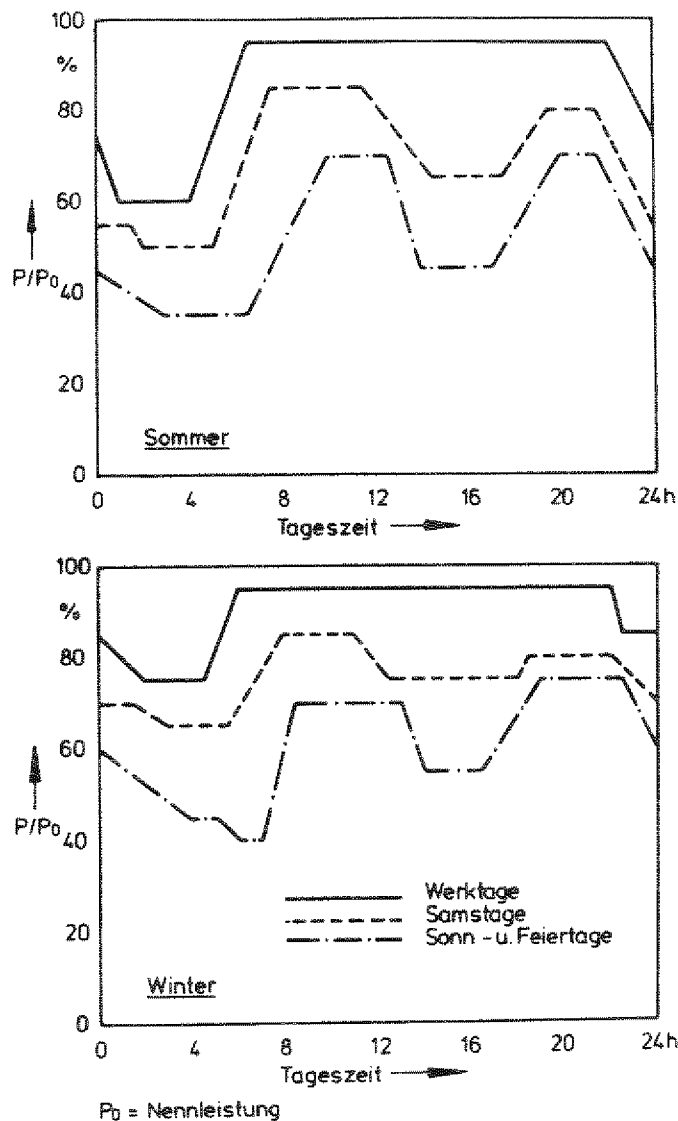


Abb. 7: Typisches Einsatzprogramm für ein kommerzielles Kernkraftwerk

leistung der Anlage aufgetragen. Die maximale Programtleistung beträgt im vorliegenden Fall 95 % der Nennleistung. Die Leistungsdifferenz zur Nennleistung von 5 % dient zur Reservevorhaltung z.B. zum Zwecke der Frequenzstützung.

Ordnet man wie bei der Entwicklung der in Abb. 6 gezeigten Jahresdauerlinie der Netzbelastung die Leistungswerte aus Abb. 7 nach ihrer Größe und stellt sie in Abhängigkeit von der Benutzungsdauer  $T_m$  bezogen auf

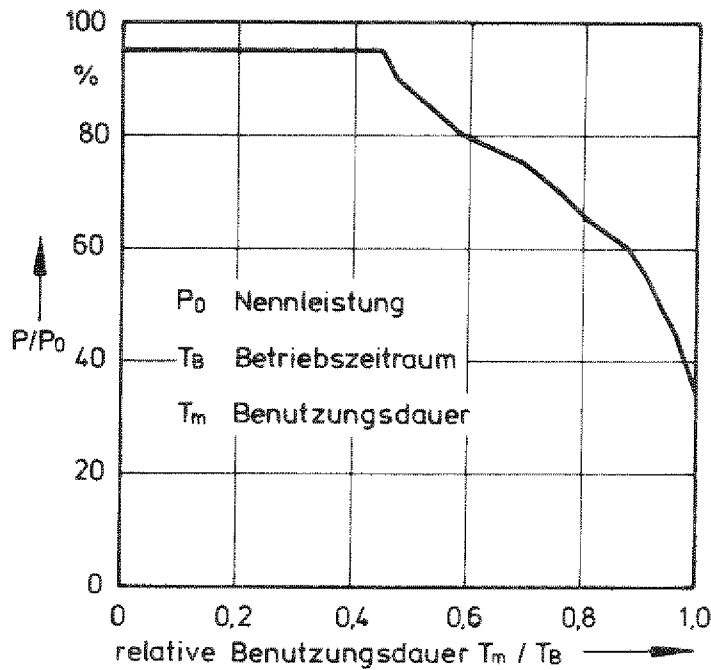


Abb. 8: Dauerlinie der Anlagenleistung entsprechend dem Kraftwerkseinsatzprogramm in Abb. 7

die Betriebsdauer  $T_B$  (definiert entsprechend [4]) dar, so ergibt sich die in Abb. 8 gezeigte Dauerlinie der Anlagenleistung. Die Fläche unterhalb dieser Dauerlinie, also das Integral

$$n_B = \int_0^1 \frac{P}{P_0} \cdot d\left(\frac{T_m}{T_B}\right), \quad (2.3)$$

wird bezeichnet als Ausnutzungsfaktor der Betriebszeit. Bezieht man den Ausnutzungsfaktor  $n$  auf eine vorgegebene Zeitspanne  $T_0$  (z.B. auf das Kalenderjahr), so gilt

$$n = f \cdot n_B \quad (2.4)$$



mit dem Betriebszeitfaktor

$$f = \frac{T_B}{T_0} \quad (2.5)$$

Dieser Betriebszeitfaktor  $f$  berücksichtigt, daß die Betriebsdauer  $T_B$  aufgrund von Stillstandzeiten, hervorgerufen durch Wartungs- und Reparaturarbeiten, im allgemeinen kleiner ist als die entsprechende Zeitspanne  $T_0$ . Bei dem vorliegenden Beispiel (Abb. 7 und 8) beträgt der Ausnutzungsfaktor der Betriebszeit  $n_B = 81,6 \%$  und bei einem angenommenen Betriebszeitfaktor von  $f = 0,94$  der Ausnutzungsfaktor  $n = 76,7 \%$ . Diese Größenordnungen sind für den Einsatz von HTR-Einkreisanlagen kennzeichnend.

#### 2.4 Anforderungen an die Regelfähigkeit von Kernkraftwerken

Die Anforderungen, die die EVU an die Regelfähigkeit von Kernkraftwerken stellen, resultieren aus den Randbedingungen der Verbundnetzregelung und der auf der Analyse der Netzbelastung basierenden Kraftwerkseinsatzplanung. Dabei gehen die EVU aus Gründen der Versorgungssicherheit weit über die aus den Abb. 4 und 7 erkennbaren Werte der Lastgradienten hinaus und stellen im einzelnen die im folgenden genannten Anforderungen [5]:

##### a) normaler Lastbereich

Die Anlage wird innerhalb eines Lastbereiches von 35 % ./ 100 % der Nennleistung betrieben. In diesem Lastbereich sollen für die Laständerungsgeschwindigkeit - bezogen auf Nennleistung - folgende Werte erreicht werden:

|                               |              |
|-------------------------------|--------------|
| + 6 %/min im Leistungsbereich | 35 ./ 75 %   |
| + 8 %/min im Leistungsbereich | 75 ./ 100 %. |

##### b) Frequenzstützung

Die Anlage unterliegt der Primärregelung und beteiligt sich an der Frequenzstützung des Netzes innerhalb eines Regelbandes von  $\pm 5 \%$  der Nennleistung. Die mittlere Laständerungsgeschwindigkeit innerhalb dieses Regelbandes soll  $\geq 2 \%/s$  betragen. Die Statik des Turbinenreglers liegt zwischen 4 und 6 %.

### c) Lastabwurf

Der Lastabwurf aus Vollast muß beherrschbar sein. Dabei soll die Anlage nach Lastabwurf

- im Inselbetrieb mit Eigenbedarfsleistung bei Nenndrehzahl
- oder im Leerlauf bei Nenndrehzahl

weiterbetrieben werden können. Die maximale Oberdrehzahl soll 10 % der Nenndrehzahl nicht überschreiten. Dieser Wert von 10 % ist ein Kompromiß zwischen den Schaufel- und Rotorbelastungen in der Turbomaschine, für die eine möglichst geringe Oberdrehzahl anzustreben ist, und dem regeltechnischen Aufwand, der mit stärkerer Eingrenzung der zulässigen Oberdrehzahl zunimmt.

### 3. UNTERSUCHTE ANLAGENKONZEPTE, HELIUMTURBINENSCHALTUNGEN UND REGEL-METHODEN

Ursprünglich standen im HHT-Projekt verschiedene Versionen integrierter, teilintegrierter und nichtintegrierter Bauweisen von HTR-Einkreisanlagen zur Diskussion [15,16]. Die prinzipiellen Merkmale sowie die Vor- und Nachteile dieser einzelnen Bauarten sind in [17,18,19] dargelegt. Zum gegenwärtigen Zeitpunkt bilden resultierend aus neueren Projektarbeiten vor allem im Rahmen der HHT 1000-Konzeptstudie ein integriertes (INT) und ein nichtintegriertes (NINT) HHT-Konzept die Basis für weitere Untersuchungen [20]. Diese beiden Konzepte, die auch den hier beschriebenen Studien zugrundeliegen, werden im folgenden hinsichtlich ihrer für das Betriebs- und Regelverhalten relevanten Merkmale erläutert. Für die Turbinenschaltung und die Regelmethode sind mehrere Möglichkeiten gegeben. Die in der Arbeit untersuchten Turbinenschaltungen und Regelmethode werden vorgestellt.

#### 3.1 Hauptmerkmale des INT- und NINT-Konzeptes

Das Betriebsverhalten von HTR-Einkreisanlagen wird bestimmt durch die Schaltung und die Auslegung des Heliumturbinenkreislaufs und der Hauptkreislaufkomponenten. Bei gleicher Auslegung beider Varianten ist daher kein Einfluß der INT- oder NINT-Bauweise auf das Betriebsverhalten zu erwarten. Konzeptabhängige unterschiedliche Optimierungsgesichtspunkte - begründet z.B. durch das stark eingeschränkte Raumangebot bei der INT-Bauweise - führen jedoch zu Unterschieden in der Kreislaufauslegung, in den geometrischen Volumenverhältnissen und im Heliuminventar, die das stationäre und das transiente Betriebsverhalten der Anlage beeinflussen. Die hier durchgeführten Untersuchungen zum Betriebsverhalten beziehen sich auf eine 1000 MWe Anlage mit den Daten der in [21] beschriebenen NINT- und der in [22] beschriebenen INT-Ausführung.

In Abb. 9 sind in (T,s)-Diagrammen die Kreisprozeßdaten für die beiden Varianten im Nennbetriebspunkt angegeben. Ein Vergleich der Daten untereinander zeigt, daß die Unterschiede gering sind und keinen bemerkenswerten Einfluß auf das Betriebsverhalten erwarten lassen. Allerdings führen die unterschiedlichen Temperaturdifferenzen am heißen und kalten Ende des Rekuperators zu einer bei der INT-Variante um ca. 40 % gegenüber der NINT-Variante kleineren Wärmeübertragungsfläche. Dementsprechend ist auch bei

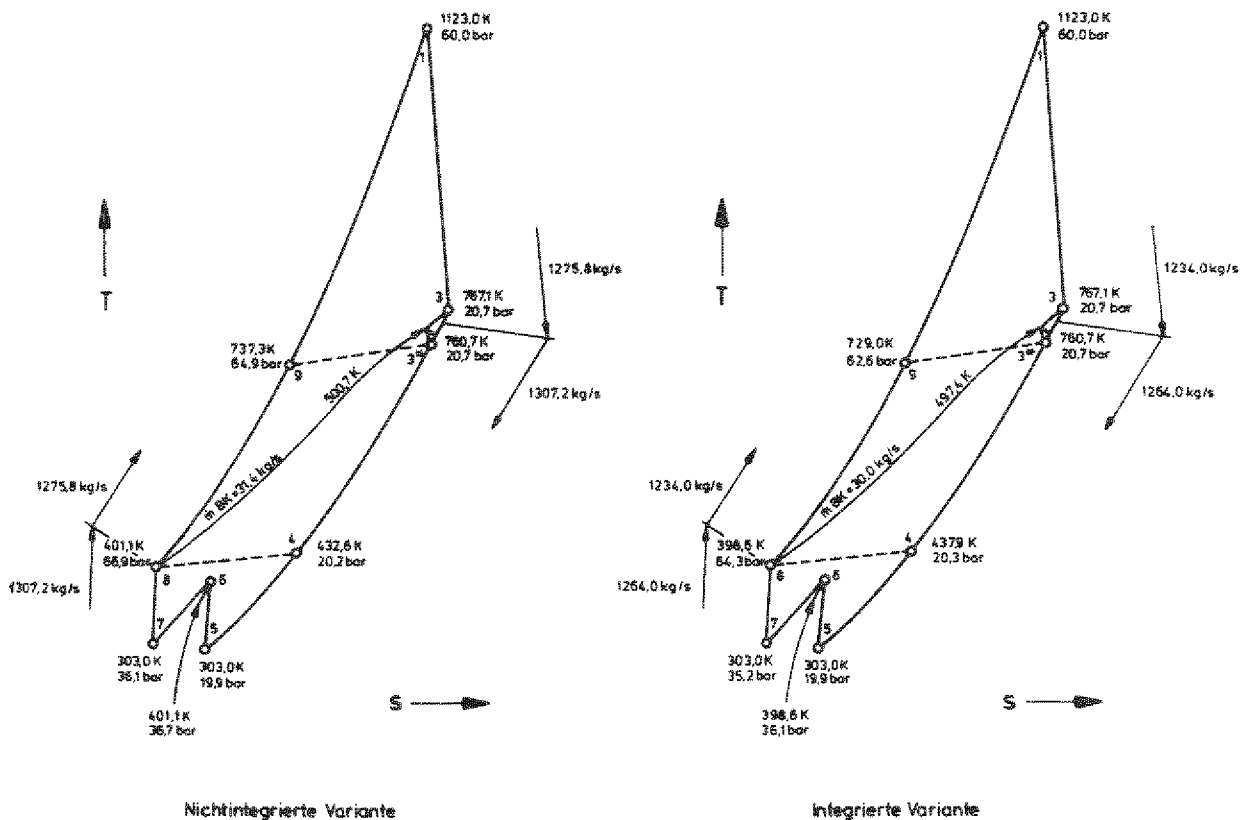


Abb. 9: Kreisprozeßdaten im Nennbetriebspunkt für die INT- und NINT-Variante der untersuchten HTR-Einkreisanlage

dem INT-Rekuperator die Masse und die Wärmespeicherkapazität des eingebauten Rohrmaterials um ca. 40 % geringer, so daß die Zeitkonstanten, mit denen die hochdruck- bzw. niederdruckseitige Austrittstemperatur auf Änderungen der niederdruck- bzw. hochdruckseitigen Eintrittstemperatur reagiert, sich merklich unterscheiden. Die INT-Variante weist - vor allem aufgrund der Verhältnisse im Reaktor - gegenüber der NINT-Variante einen um etwa 19 % kleineren Wert für den bezogenen Gesamtdruckverlust auf. Dadurch wird der Wirkungsgrad beim INT-Konzept etwas günstiger und der Kreislaufmassenstrom bei gleicher Leistung etwas kleiner.

Die folgende Tab. 1 zeigt eine Gegenüberstellung der geometrischen Volumina der beiden Varianten. Daraus geht hervor, daß die Werte für das Gesamtkreislaufvolumen nur um ca. 8 % voneinander abweichen. Analysiert man die Daten aus Tab. 1 hinsichtlich der Aufteilung des Gesamtvolumens auf Hoch-

| Kreislaufbauteil                         | geometrisches Volumen<br>[m <sup>3</sup> ] |      |
|--|--|------|
|  | NINT                                       | INT  |
| Turbine                                  | 22   | 22   |
| Leitung (Turbine → Rekuperator)          | 149  | 90   |
| Rekuperator (ND-Seite)                   | 746  | 865  |
| Leitung (Rekuperator → Vorkühler)        | 109  | -    |
| Vorkühler                                | 276  | 570  |
| Leitung (Vorkühler → ND-Verdichter)      | 135  | 240  |
| ND-Verdichter                            | 12   | 12   |
| Leitung (ND-Verdichter → Zwischenkühler) | 82   | 59   |
| Zwischenkühler                           | 306  | 450  |
| Leitung (Zwischenkühler → HD-Verdichter) | 77   | 23   |
| HD-Verdichter                            | 6  | 6    |
| Leitung (HD-Verdichter → Rekuperator)    | 56   | 50   |
| Rekuperator (HD-Seite)                   | 438  | 267  |
| Leitung (Rekuperator → Reaktor)          | 33   | 65   |
| - Eintrittsplenum                        | 320  | 291  |
| Reaktor                                  | 98   | 95   |
| - Coreleervolumen                        | 270  | 270  |
| - Austrittsplenum                        | 66   | 93   |
| Leitung (Reaktor → Turbine)              |  |      |
| Gesamtkreislauf                          | 3201                                       | 3468 |

Tab. 1: geometrische Volumina der INT- und NINT-Variante

druck-, Mitteldruck- und Niederdruckbereich, so ergibt sich die in Tab. 2 angegebene Verteilung. Aus den Daten folgt, daß das Verhältnis von Nieder-

|                    | Volumenanteile |      |
|--------------------|----------------|------|
|                    | NINT           | INT  |
| Hochdruckbereich   | 0,40           | 0,33 |
| Mitteldruckbereich | 0,15           | 0,16 |
| Niederdruckbereich | 0,45           | 0,51 |

Tab. 2: Aufteilung des Kreislaufvolumens auf HD-, MD- und ND-Bereich

druck- zu Hochdruckvolumen bei der INT-Variante deutlich größer ist als bei der NINT-Variante. Demzufolge ist zu erwarten, daß sich auch die Relationen von niederdruck- und hochdruckseitigen Druckgradienten entsprechend unterscheiden.

Die durchgeführten Parameterstudien zeigen, daß trotz der obengenannten Unterschiede die Abweichungen im Betriebsverhalten der beiden Varianten voneinander im allgemeinen unbedeutend sind. Die Untersuchung des stationären und transienten Verhaltens beschränkt sich daher im folgenden auf die NINT-Variante; die Ergebnisse dafür sind jedoch im wesentlichen gültig für die INT-Variante. Sofern bei dieser bemerkenswerte Abweichungen vorliegen, werden diese erläutert.

### 3.2 Schaltungsarten der Heliumturbine

Als bestgeeignete Turbomaschinenschaltung bei der HTR-Einkreisanlage wird zur Zeit die Einwellen-Anordnung (häufig bezeichnet als single-shaft-Anordnung) angesehen. Hierbei sind die Turbine und die Verdichter gemeinsam mit dem Generator auf einer Welle, deren Drehzahl durch die Netzfrequenz festgelegt ist, angeordnet.

Neben der Einwellenschaltung sind zahlreiche mehrwellige Anordnungen, z.B. wie in [23] beschrieben, bekannt. Für die Belange der HTR-Einkreisanlage stellt von den prinzipiell möglichen mehrwelligen Anordnungen die sogenannte split-shaft-Schaltung die am ehesten interessante Alternative zur single-shaft Schaltung dar. Die Abb. 10 zeigt das Prinzip der split-shaft-Schaltung in Gegenüberstellung zur single-shaft-Schaltung. Die Turbine ist bei der split-shaft-Anordnung in einen Hochdruckteil und einen Niederdruckteil aufgeteilt. Die Hochdruckturbine treibt auf einer freilaufenden Welle die Verdichter an, während die Niederdruckturbine auf einer in der Drehzahl an die Netzfrequenz gebundenen Welle mit dem Generator gekoppelt ist.

Bei Teillastbetrieb stellt sich bei der split-shaft-Anordnung die Drehzahl des Kompressorturbosatzes entsprechend dem Leistungsgleichgewicht zwischen Kompressoren und HD-Turbine ein. Daraus resultiert ein erheblich anderes stationäres und dynamisches Betriebsverhalten als bei einer single-shaft-Anordnung. Um diese Unterschiede qualitativ und quantitativ zu erfassen und ihre Bedeutung für den Einsatz der Anlage im Kraftwerks-

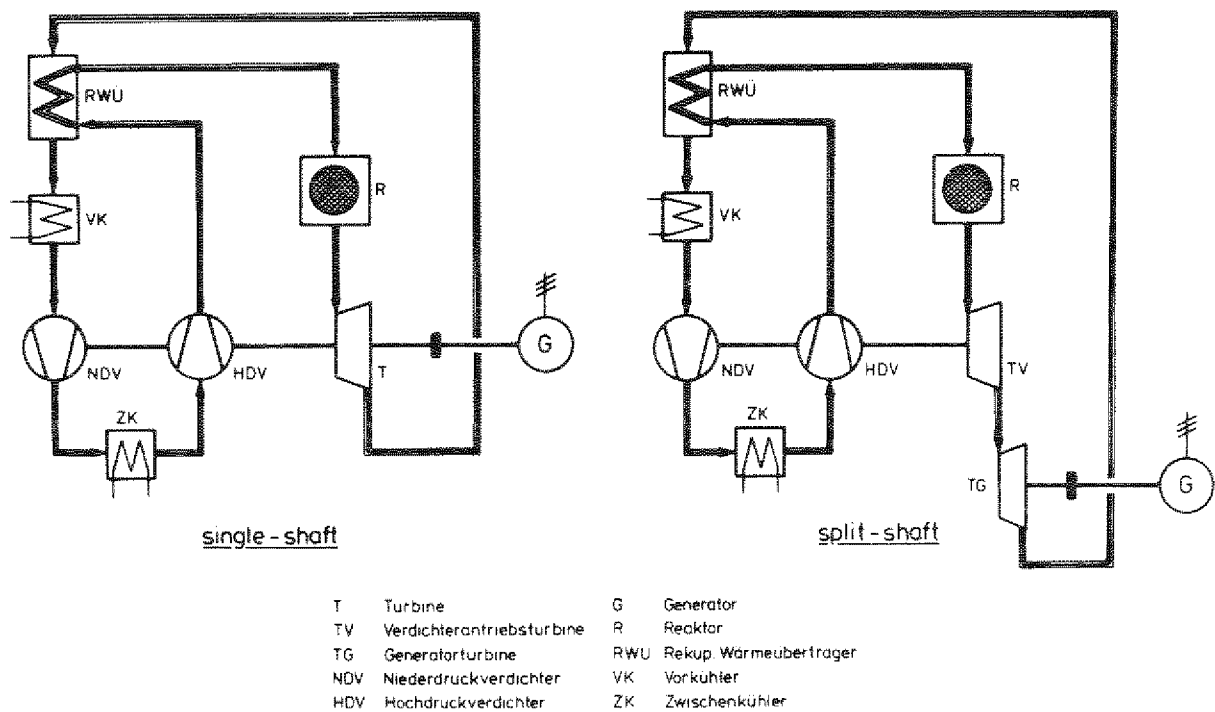


Abb.: 10 HTR-Einkreisanlage mit split-shaft- und mit single-shaft-Turbomaschinenschaltung

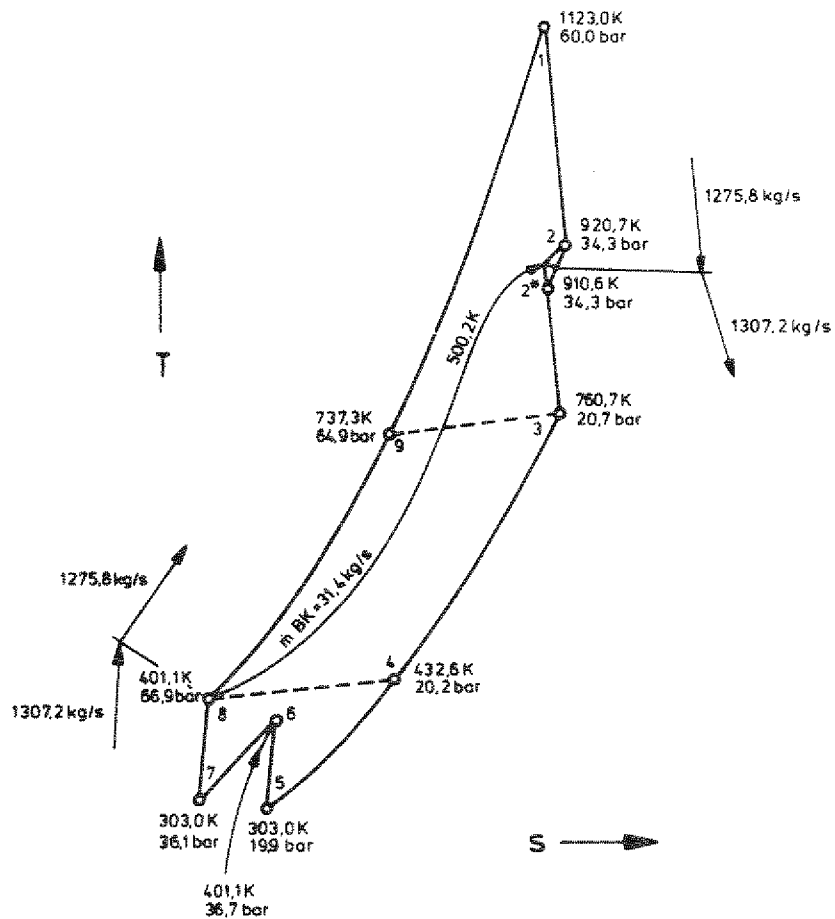


Abb.: 11 Kreisprozeßdaten im Nennbetriebspunkt für die split-shaft-Version der untersuchten HTR-Einkreisanlage

betrieb zu ermitteln, ist die split-shaft-Schaltung in den Rahmen der hier beschriebenen Untersuchungen einbezogen.

Für den Datensatz der split-shaft-Version werden soweit wie möglich die Daten der single-shaft-Ausführung (NINT-Konzept) übernommen. Abb. 11 zeigt im (T,s)-Diagramm die Kreisprozeßdaten der split-shaft-Version im Nennbetriebspunkt. Die 8-stufige Turbine der single-shaft-Version ist bei der split-shaft-Version in eine 5-stufige HD-Turbine und eine 3-stufige ND-Turbine aufgeteilt. Als Nennbetriebsdrehzahl für den Kompressorturbosatz werden 3000 U/min angenommen.

### 3.3 Prinzipielle Wirkungsweise der verschiedenen Regelmethode

Die netzseitig geforderte Regelfähigkeit der Heliumturbinenanlage kann prinzipiell durch zahlreiche Regelmethode erzielt werden, wie in [1] eingehend erläutert ist. Die zweckmäßigste Regelungsart dürfte allerdings eine kombinierte Druckpegel- und Bypaßregelung sein, bei der durch Druckpegeländerung im Kreislauf langsame Laständerungen und durch Öffnen und Schließen von Bypaßventilen schnelle Laständerungen bis hin zum Vollastabwurf bei günstigen Teillastwirkungsgraden durchgeführt werden können.

Bei Regelvorgängen im Heliumturbinenkreislauf muß die im Reaktor erzeugte nukleare Leistung dem Bedarf des Kreislaufs an thermischer Leistung angepaßt werden. Hierzu dienen die Regelstäbe des Reaktors, deren Fahrweise u.a. von geeigneten Kreislaufparametern abhängig gemacht wird.

#### 3.3.1 Druckpegelregelung

Bei der Druckpegelregelung wird die Leistung des Heliumturbinenkreislaufs durch Veränderung des im Kreislauf enthaltenen Helium-Inventars, d.h. also durch Einspeisung, bzw. Entnahme von Helium variiert. Dabei bleiben die Volumenströme, die Kreislauftemperaturen und die Gasgeschwindigkeiten in allen Kreislaufpunkten nahezu konstant, während sich die Dichte des Kreislaufmediums sowie die Leistungen von Reaktor, Turbomaschinen und wärmetauschenden Apparaten etwa proportional zum Druckpegel verändern. Damit bleibt im Idealfall der Kreislaufwirkungsgrad bis zur Leerlaufleistung konstant. In Wirklichkeit trifft dies nicht exakt zu, da sich die Reynolds-zahlen ändern und dadurch vor allem die Druckverluste in Rohrleitungen und



Apparaten und die polytropen Maschinenwirkungsgrade von Turbine und Verdichtern beeinflußt werden.

Für die stationären Teillastzustände bei Druckpegelregelung ist es ohne Einfluß, an welcher Stelle des Kreislaufes die Helium-Einspeisung bzw. -Entnahme erfolgt. Dazu im Gegensatz steht das transiente Verhalten beim Übergang auf veränderte Lastzustände. So steigt z.B. bei niederdruckseitiger Helium-Einspeisung die Leistung des Kreislaufes zunächst weniger stark an, als der zunehmenden Kreislauffüllung entspricht, während bei hochdruckseitiger Einspeisung die Leistung zunächst überproportional zur Kreislauffüllung zunimmt. Dabei ist die Größe der Abweichung zwischen Leistungsverlauf und Verlauf der Kreislauffüllung abhängig von der Größe des Einspeisemassenstroms [24].

Die in der vorliegenden Arbeit untersuchten Einspeise- und Entnahmestellen sind in Abb. 12 für die single-shaft- und für die split-shaft-Schaltung

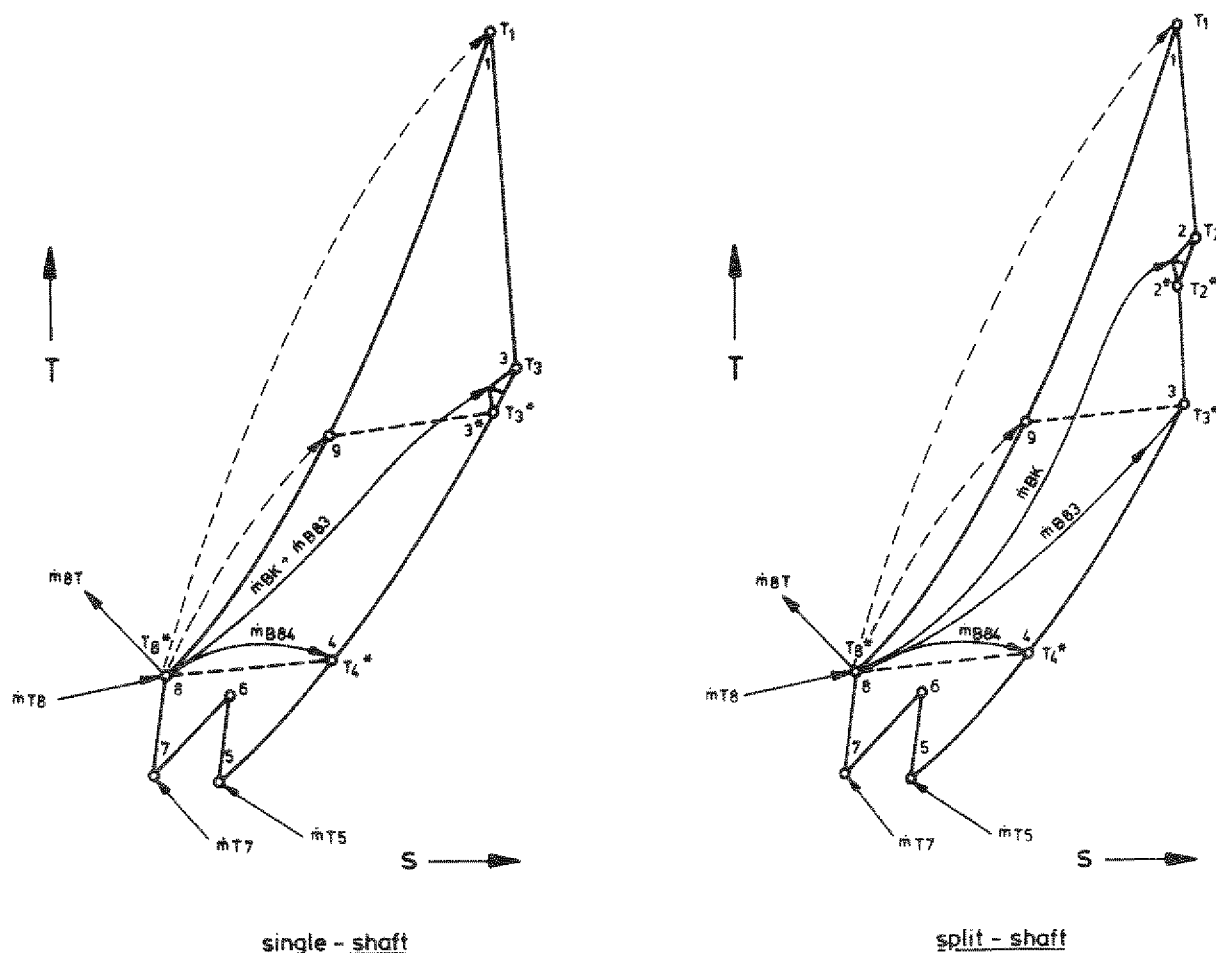


Abb. 12: Untersuchte Einspeise-, Entnahmestellen und Bypässe bei single-shaft- und split-shaft-Schaltung

im jeweiligen (T,s)-Diagramm angegeben:

- a) niederdruckseitige Einspeisung am Niederdruck-Verdichter-Eintritt ( $\dot{m}_{T5}$ ),
- b) Einspeisung im Mitteldruckbereich am Hochdruck-Verdichter-Eintritt ( $\dot{m}_{T7}$ ),
- c) hochdruckseitige Einspeisung am Hochdruck-Verdichter-Austritt ( $\dot{m}_{T8}$ ),
- d) hochdruckseitige Entnahme am Hochdruck-Verdichter-Austritt ( $\dot{m}_{8T}$ ).

### 3.3.2 Bypaßregelung

Durch einen Bypaß im Gasturbinenkreislauf werden je nach Bypaßführung ein oder mehrere Kreislaufkomponenten (z.B.: Turbine, Reaktor und Rekuperator) kurzgeschlossen und dadurch in ihrer Wirkung beeinträchtigt. Der von den Verdichtern geförderte Massenstrom teilt sich dabei auf in einen Bypaßmassenstrom und einen Teilstrom, der weiter durch den kurzgeschlossenen Strang fließt, wobei die Massenstromaufteilung von der Relation der Widerstände im Bypaß und im kurzgeschlossenen Kreislaufstrang abhängt. Durch eine Bypaßregelarmatur, mit der der Öffnungsquerschnitt des Bypasses verändert werden kann, kann der Bypaßmassenstrom vom Wert Null bis zu einem aus der Auslegung resultierenden Maximalwert variiert werden. Die Bypaßregelung erlaubt eine sehr schnelle Einstellung von Teillastpunkten, ist jedoch andererseits mit erheblichen Wirkungsgradeinbußen bei Teillast verbunden [24].

Von den zahlreichen Möglichkeiten der Bypaßführung werden hier nur die gebräuchlichsten, d.h. die in der obigen Abb. 12 angegebenen Bypässe B83 und B84 untersucht. Diese erzeugen einen Kurzschluß zwischen Hoch- und Niederdruckseite des Kreislaufes. Dadurch sinkt das Kreislaufdruckverhältnis ab, so daß die Leistungsbilanz zwischen Turbine und Verdichtern entsprechend den Maschinenkennfeldern verschoben wird.

In Abb. 12 ist außerdem noch ein mit BK bezeichneter Bypaß eingetragen. Hierbei handelt es sich nicht um einen Regelbypaß sondern um einen permanenten Bypaß, mit dessen Hilfe der Kühlmassenstrom für die Turbinenkühlung simuliert wird.

Neben den o.g. Bypässen bieten sich des weiteren Bypässe zwischen den Kreislaufpunkten 9 und 1 bzw. 8 und 1 (in Abb. 12 gestrichelt eingezeichnet) an. Diese umgehen den Reaktor bzw. zusätzlich die Hochdruckseite des Rekuperators und ermöglichen durch eine Zumischung kälteren Heliums hinter dem Reaktoraustritt eine Regelung der Turbineneintrittstemperatur. Dabei ist jedoch zu bedenken, daß eine Regelung der Turbineneintrittstemperatur zu Temperaturwechselbeanspruchungen in der Turbine führt, die bei einer im Dauerbetrieb arbeitenden Maschine unerwünscht sind. Daher sind derartige Temperaturregelbypässe weniger interessant und werden hier nicht näher untersucht.

### 3.3.3 Sonstige Regelungsmöglichkeiten

Neben den genannten Methoden der Druckpegel- und Bypaßregelung sind noch einige weitere Regelverfahren zu nennen, die jedoch für die Regelung der HTR-Einkreisanlage von untergeordneter Bedeutung sind. So läßt sich die Turbineneintrittstemperatur bzw. die Reaktoraustrittstemperatur durch Reaktivitätsänderungen mit Hilfe der Regelstäbe im Reaktor verändern. Eine solche Regelung arbeitet jedoch aufgrund der großen Wärmespeicherkapazität des Reaktorcores sehr träge und ist daher nur im Zusammenhang mit An- und Abfahrvorgängen von Interesse. Sie wird hier nicht weiter behandelt.

Eine vom Verlauf des Teillastwirkungsgrades her günstige Regelmethode ist die Verstellung der Leitbeschaufelung in Stufengruppen der Turbomaschine. Bereits durch geringe Winkeländerungen der Beschaufelung werden die Maschinencharakteristiken wesentlich beeinflußt und Leistungsänderungen bei relativ guten Teillastwirkungsgraden erzielt [1]. Die mechanischen Einrichtungen zur Schaufelverstellung sind jedoch wegen des zusätzlichen konstruktiven Aufwandes und der daraus resultierenden Möglichkeit von Störungen bei der in nuklearen Anlagen verminderten Zugänglichkeit weniger geeignet.

Ähnliche Probleme ergeben sich bei einer Regelung durch Druckaufstau, bei der die Leistungsregulierung durch ein niederdruckseitiges Drosselorgan hinter der Turbine erfolgt. Hier ist die Frage der Realisierbarkeit und der Funktionsfähigkeit von Drosselorganen hinreichend großen Durchmessers zur Zeit noch ungeklärt.

#### 4. DAS BETRIEBSVERHALTEN DER HAUPTKREISLAUFKOMPONENTEN VON HTR-HELIUMTURBINENANLAGEN

##### 4.1 Hochtemperaturreaktor

Als Wärmequelle im Heliumturbinenkreislauf dient ein Hochtemperaturreaktor (HTR) mit kugelförmigen oder prismatischen Brennelementen. Dieser Reaktortyp weist hinsichtlich seiner Betriebseigenschaften sehr günstige Merkmale auf. Eine genaue Untersuchung betrieblicher Vorgänge im Reaktor ist einerseits sehr aufwendig, aber andererseits für regeltechnische Untersuchungen der Heliumturbinenanlage nur in wenigen Punkten relevant. Die grundlegenden Zusammenhänge zur Beschreibung des Betriebsverhaltens sind in [25,26] erläutert. Grundsätzlich lassen sich Langzeit- und Kurzzeiteffekte unterscheiden. Diese sind in Abb. 13 in Anlehnung an [26] in ihrer gegenseitigen Verknüpfung dargestellt.

Als Langzeiteffekte treten Abbrand- und Spaltproduktvergiftungsvorgänge auf. Der Abbrand bewirkt im Verlaufe des Reaktorbetriebs über längere Zeiträume eine zeitliche Abnahme der Reaktivität. Dieser Effekt kann beim Kugelhaufen-Core auf einfache Weise durch kontinuierliche Zugabe frischer Brennelemente ausgeglichen werden. Bei einem Core mit prismatischen Brennelementen muß dagegen ein periodischer BE-Wechsel bei abgeschaltetem Reaktor durchgeführt werden. Die Reaktivitätsabnahme zwischen den BE-Wechseln ist durch Einbau einer entsprechenden Überschubreaktivität zu berücksichtigen.

Vorgänge der Spaltprodukt-Vergiftung werden vor allem durch das Isotop Xenon  $^{135}$  bestimmt. Dieses Spaltprodukt wirkt durch seinen Absorptionsquerschnitt als das größte Reaktorgift in thermischen Reaktoren und bindet etwa 3 % der Reaktivität bei Vollastbetrieb. Bei einem Absenken der Reaktorleistung von Vollast auf ein niedrigeres Niveau läuft die Entstehung von  $Xe^{135}$  durch Zerfall von  $J^{135}$  zunächst unverändert weiter, während sich der Abbau von  $Xe^{135}$  verlangsamt. Dadurch kommt es zu einem Überschwingen der Xenonkonzentration, das eine entsprechende Reaktivitätstransiente des Cores zur Folge hat. Diese ist von Bedeutung bei der Festlegung der Überschubreaktivität und der Auslegung des Reaktorregelsystems. Denn ein Leistungsreaktor soll möglichst auch dann wieder hochgefahren werden können, wenn die Xenon-Vergiftung gerade ihr Maximum (Xenonspitze) erreicht hat [25, 26].

Neben den genannten Effekten kann das Spaltprodukt  $\text{Xe}^{135}$  in großen thermischen Leistungsreaktoren durch seine verzögerte Reaktivitätsrückwirkung räumliche Instabilitäten hervorrufen. Diese sogenannten Xenon-Schwingungen laufen mit Perioden von ca. 15 bis 30 h ab. Sie können mit gezielten vorausberechneten Regelmaßnahmen sicher beherrscht werden, wie in [27] im einzelnen gezeigt wird. Alle genannten Langzeiteffekte sind zwar bei der Auslegung des Reaktorregelsystems zu berücksichtigen, für die Kreislaufreglung sind sie jedoch ohne Bedeutung.

Das Kurzzeitverhalten des HTR ist gekennzeichnet durch eine Wechselwirkung zwischen neutronenphysikalischen und thermodynamischen Vorgängen im Core (s. Abb. 13). Bei einer Änderung des Kühlmitteldurchsatzes oder der Ein-

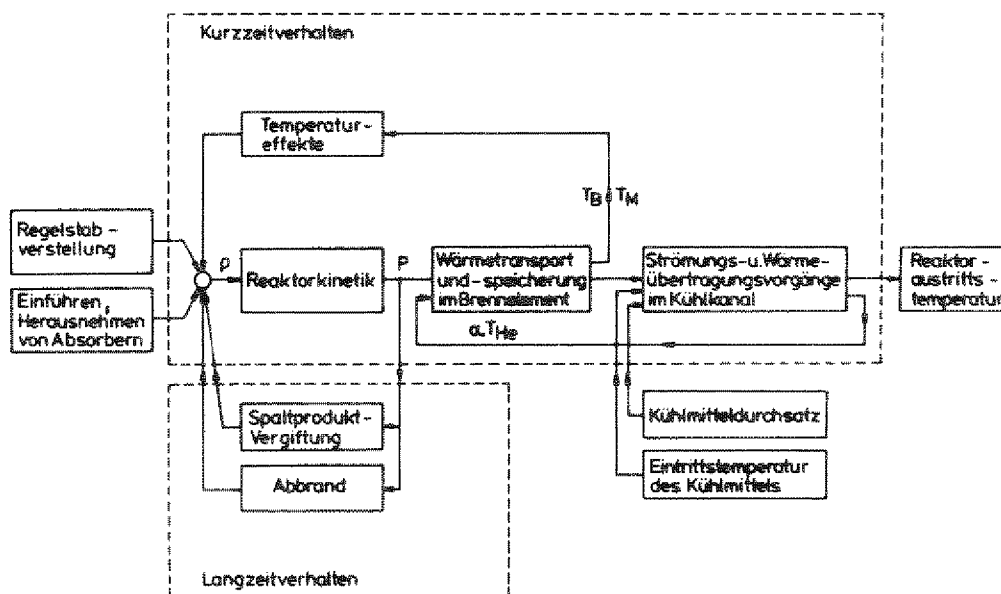


Abb. 13: Einflußgrößen und Wechselwirkungen auf das Betriebsverhalten von Hochtemperaturreaktoren

trittstemperatur ändert sich zunächst der thermodynamische Zustand des Cores und damit u.a. die Temperaturverteilung in Brennstoff und Moderator. Der Einfluß der entsprechenden Temperaturkoeffizienten bewirkt eine Änderung der Reaktivität, die zur Folge hat, daß sich die Neutronenflüsse und die thermische Reaktorleistung auf neue Werte einstellen. Die Reaktivitätsänderung durch den Einfluß der Temperaturkoeffizienten kann dabei durch

äußere Einflüsse wie z.B. das Verstellen von Regelstäben unterstützt werden. Die gegenseitige Kopplung sämtlicher Effekte bestimmt das Verhalten der Reaktoraustrittstemperatur, das wiederum für die Beurteilung der Kreislaufdynamik von Interesse ist.

Bei dem System HTR mit Heliumturbine werden beim normalen Leistungsbetrieb Transienten im Reaktor hauptsächlich durch Massenstromänderungen, die in Verbindung mit der Kreislaufregelung auftreten, hervorgerufen. Temperaturänderungen am Reaktoreintritt können bei einer sinnvollen Konzeption des Regelsystems im allgemeinen gering gehalten werden (siehe Kapitel 5 und 6). Im folgenden soll ein transienter Vorgang am Beispiel einer sprunghaftigen Reduktion des Kühlmitteldurchsatzes von 100 auf 75 % gezeigt werden. (Ähnliche Massenstromänderungen treten z.B. bei einem Vollastabwurf auf.) Dabei liegt als Brennelement das Dragon-Blockelement mit den in [28] angegebenen Spezifikationen zugrunde. Zur Berechnung der Transienten wird das in [24] beschriebene Analogrechenmodell übernommen und im vorliegenden Fall digital mit einer Zeitschrittmethode gelöst. Es handelt sich dabei um ein punktkinetisches Modell, d.h. bei der Beschreibung der Neutronenkinetik bleibt die Ortsabhängigkeit der Variablen unberücksichtigt. Bei der Behandlung der Thermodynamik wird die Ortskoordinate in Achsrichtung durch eine zonenweise Berechnung erfaßt, wie in [24] erläutert ist. Die Anzahl der axialen Zonen im Core ist hier gegenüber [24] von 3 auf 7 erhöht. Die thermische Reaktorleistung wird durch Vorgabe einer Leistungsverteilung - hier sinusförmig - auf die einzelnen axialen Zonen aufgeteilt. Die vorgegebene Leistungsverteilung wird auch während transienter Vorgänge konstant gehalten. Bei der Simulation der Reaktorregelung wird der Flußsollwert im Gegensatz zu [24] nach der Gleichung

$$\frac{\phi_{soll}}{\phi_0} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} \cdot \frac{T_{RE} - T_{RA_{soll}}}{T_{RE_0} - T_{RA_0}} \cdot \frac{T_{RE} - T_{RA_{soll}}}{T_{RE} - T_{RA}} \quad (4.1)$$

berechnet, da auf diese Weise eine bessere Stabilität des Reaktivitäts-Regelkreises erzielt wird. Das Gleichungssystem, das die o.a. Zusammenhänge mathematisch beschreibt, ist in der Tabelle im Anhang enthalten. Es berücksichtigt keine gasdynamischen Effekte wie z.B. Kompressions- oder Expansionseffekte bei der Strömung im Reaktorcore.

In den folgenden Abb. 14 und 15 sind die Verläufe einiger kennzeichnender Größen aufgetragen. Bis zum Zeitpunkt  $t = 0 \text{ s}$  läuft der Reaktor stationär

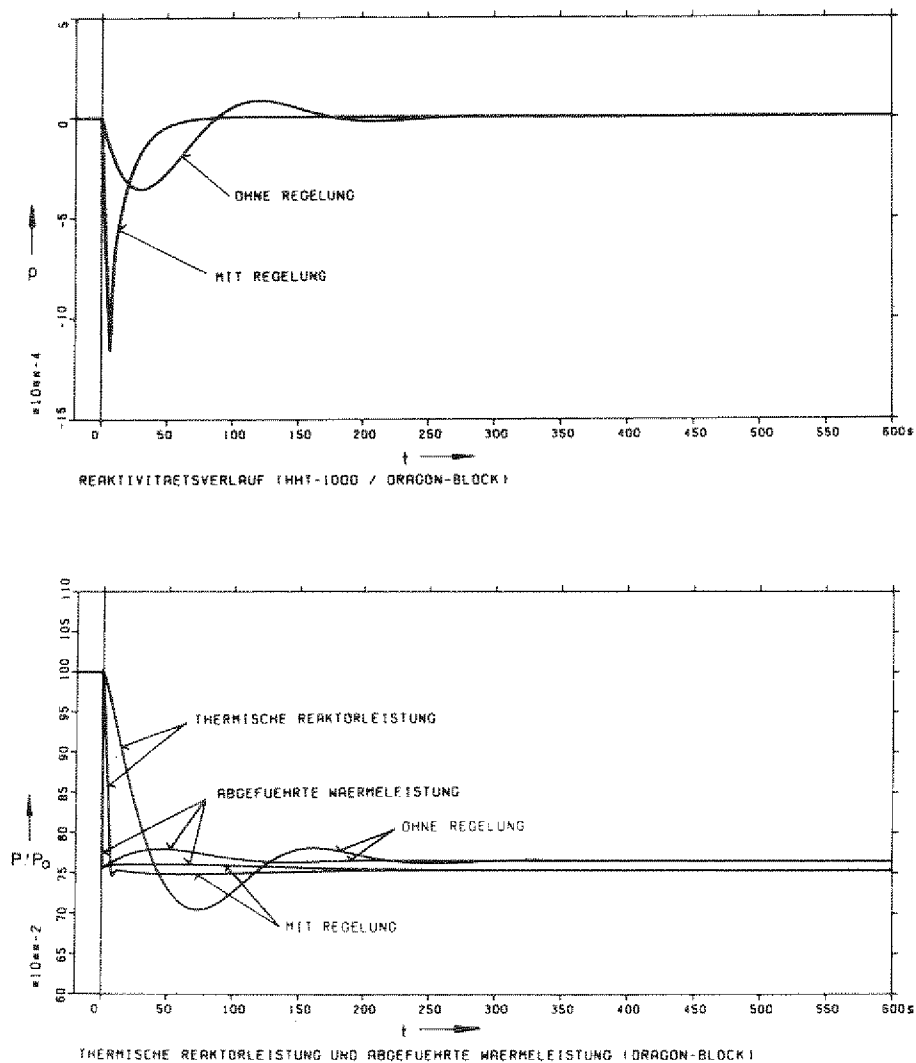
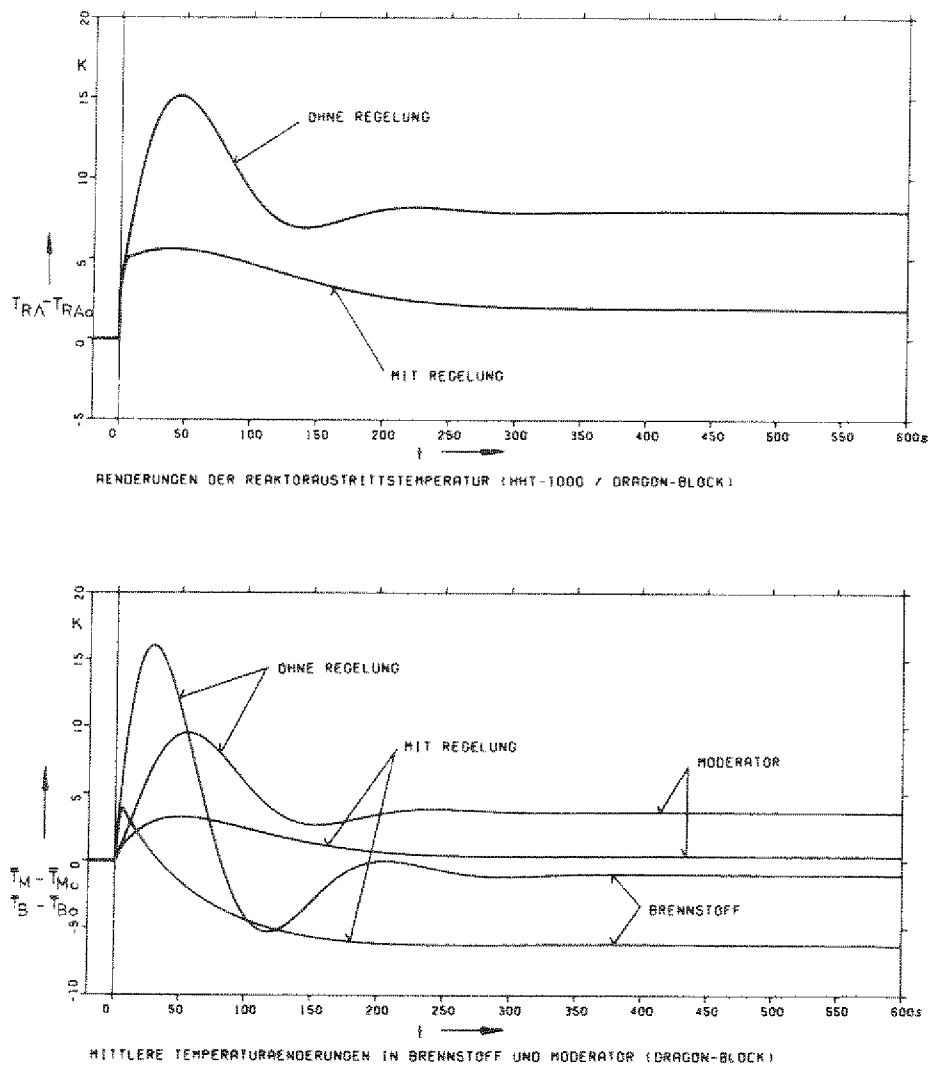


Abb. 14: Reaktivitäts- und Leistungsverläufe bei einer sprungförmigen Reduktion des Kühlmitteldurchsatzes von 100 auf 75 %

im Nennbetriebspunkt. Zur Zeit  $t = 0 \text{ s}$  wird die Störung (sprungförmige Reduktion des Kühlmitteldurchsatzes) eingebracht. Der darauf folgende transiente Vorgang wird über 10 min beobachtet. Die Kurven sind jeweils für den Fall des unregelmässigen und des geregelten Reaktors gegenübergestellt. Abb. 14 zeigt in der oberen Bildhälfte den Reaktivitätsverlauf. Die Reaktivitätsänderungen werden im Fall ohne Regelung durch die Temperaturkoeffizienten, im Fall mit Regelung vorwiegend durch den Einfluß der Regelstäbe und nur zu

einem geringen Anteil durch den der Temperaturkoeffizienten hervorgerufen. Das aus dem Reaktivitätsverlauf resultierende Verhalten der thermischen Reaktorleistung ist in der unteren Bildhälfte im Vergleich mit der abgeführten Wärmeleistung gezeigt. Beim geregelten Reaktor gleicht sich die thermische Leistung in wenigen Sekunden der abgeführten Leistung an, während beim ungeregelten System ein langsames Einschwingen zu beobachten ist.

Die Abweichungen zwischen erzeugter (thermischer) und abgeführter Leistung führen zu den in Abb. 15 gezeigten Änderungen der Gas- und Materialtempe-



**Abb. 15:** Temperaturverläufe bei einer sprungförmigen Reduktion des Kühlmitteldurchsatzes von 100 auf 75 %



raturen. Diese Änderungen gegenüber dem Nennbetriebszustand sind in allen Fällen sowohl hinsichtlich der auftretenden Gradienten als auch der Absolutwerte gering. Die maximale Temperaturänderung am Reaktoraustritt liegt beim unregelmäßigten Reaktor aufgrund der hohen Wärmespeicherkapazität und der Rückkopplung über die Temperaturkoeffizienten bei nur etwa 15 K und kann beim geregelten Reaktor unter 6 K gehalten werden. Die Temperaturänderungen in Brennstoff und Moderator verursachen keine unzulässigen Belastungen in den Materialien.

Beim Kugelhaufenreaktor mit OTTO-Beschickung, der zur Zeit für HHT- und Prozeßwärmanlagen vorgesehen ist, führen, bedingt durch die axiale Leistungsverteilung, dynamische Rechnungen mit einem Punktmodell zu falschen Aussagen. Daher wurde ein eindimensionales Rechenprogramm, das die axiale Fluß- und Leistungsverteilung berücksichtigt, entwickelt. Mit diesem Programm wird zur Zeit das transiente Verhalten des PR-500 untersucht [29]. Eine Vergleichsrechnung, bei der die gleiche Massenstromänderung wie in dem beschriebenen Beispiel für das Dragon-Blockelement angenommen ist, zeigt, daß beim PR-500 ohne Regelung eine deutlich größere Änderung der Gasaustrittstemperatur von maximal etwa 80 K auftritt. Eine mögliche Erklärung dafür liegt in den unterschiedlichen Temperaturkoeffizienten und darin, daß die Temperaturänderungen und ihr Einfluß der Rückkopplung über die Temperaturkoeffizienten im oberen Bereich des Cores gering sind, während gerade dort der Hauptanteil der Leistung produziert wird. Da bei der HHT-Auslegung des OTTO-Reaktors, für die dynamischen Rechnungen bisher nicht durchgeführt wurden, das Leistungsprofil flacher ist als beim PR-500, ist zu erwarten, daß die maximalen Temperaturänderungen beim unregelmäßigten System zwischen den für den PR-500 und das Dragon-Element ermittelten Werten liegen. Andererseits wird man den Reaktor nicht unregelmäßig fahren und hier hat gerade der Kugelhaufenreaktor mit OTTO-Beschickung die günstige Eigenschaft, daß bereits durch minimale Regeleingriffe die maximalen Temperaturänderungen auf Werte von nur wenigen Grad gesenkt werden können.

Durch ein zweckmäßig konzipiertes Reaktor-Regelsystem können also Einflüsse der sich ändernden Reaktoraustrittstemperatur und damit der Turbineneintrittstemperatur so gering gehalten werden, daß sie auf das Verhalten des Heliumturbinenkreislaufs keinen bemerkenswerten Einfluß haben. Aus diesem Grunde wird bei allen folgenden Untersuchungen mit einer konstanten Turbineneintrittstemperatur gerechnet.

## 4.2 Wärmeübertragende Apparate

### 4.2.1 Kühler und externes Kühlsystem

Bei einem Wirkungsgrad des Heliumturbinenkreislaufes von ca. 40 % sind etwa 60 % der thermischen Leistung des Reaktors bzw. das 1,5-fache der erzeugten elektrischen Leistung als Verlustwärme abzuführen. Diese Wärmemenge wird in den Vor- und Zwischenkühlern an das in einem geschlossenen Zwischenkreislauf umgewälzte Kühlwasser übertragen. Das Kühlwasser gibt die Verlustwärme in einem Naturzug-Trockenkühlturm an die Umgebungsluft ab. Diese Schaltung des Kühlsystems ist in Abb. 16 dargestellt. Die angegebenen Daten gelten für das nichtintegrierte HHT-Konzept und sind aus [21] entnommen.

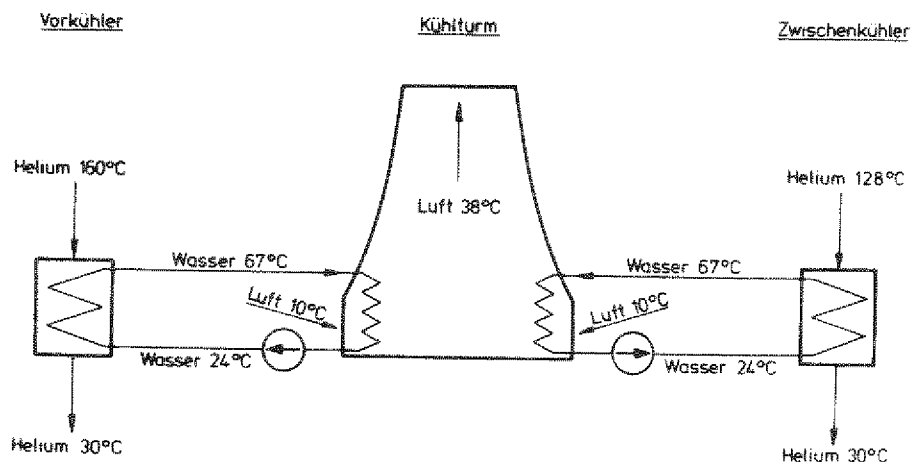


Abb. 16: Prinzipschaltbild des Kühlsystems

Durch das Kühlwasserinventar des Zwischenkreislaufes und die Materialmengen der wärmetauschenden Wandungen hat das Kühlsystem eine so große Wärmespeicherkapazität, daß gas- und wasserseitige Temperaturänderungen nur sehr langsam mit Zeitkonstanten von  $\tau_s > 100$  s ablaufen. Derartige Vorgänge sind für die hier untersuchten transienten Vorgänge unerheblich. Betrachtet man das

stationäre Betriebsverhalten, so zeigt sich, daß der Einfluß geänderter Betriebspunkte des Kühlsystems auf den Betriebszustand des Gasturbinenkreislaufes ebenfalls von untergeordneter Bedeutung ist.

Infolgedessen bleiben bei den in den folgenden Kapiteln beschriebenen Untersuchungen Einflüsse des Kühlsystems unberücksichtigt, was in einer konstant angenommenen Verdichtereintrittstemperatur zum Ausdruck kommt.

Im folgenden sei jedoch noch kurz auf ein Problem eingegangen, das im Zusammenhang mit dem Lastabwurf für das Kühlsystem von Bedeutung ist. Bei einem Vollastabwurf mit anschließendem Betrieb des Turbosatzes bei Nenndrehzahl und bei vollem Kreislaufinventar geht, wie in 6.5 noch im einzelnen gezeigt wird, die thermische Leistung des Reaktors nur auf etwa 84 % des Nennwertes zurück. Da keine elektrische Leistung mehr abgegeben wird, muß die gesamte thermische Reaktorleistung - abgesehen von geringfügigen mechanischen Verlusten und einer eventuell noch erzeugten Eigenbedarfsleistung - vom Kühlsystem abgeführt werden. Dadurch tritt eine Überlastung des Kühlsystems um bis zu 40 % auf. Bisher ging man wie z.B. in [21, 22] davon aus, daß diese Überlastung durch Erhöhen der Wasserumlaufgeschwindigkeit mittels erhöhter Pumpendrehzahl zu beherrschen ist. Um diese Zusammenhänge beurteilen zu können, sind in der folgenden Abb. 17 die sich bei dem o.g. Überlastfall im Kühlsystem einstellenden stationären Werte der Helium-, Wasser- und Lufttemperaturen in Abhängigkeit von dem auf den Nennwert bezogenen Kühlwassermassenstrom dargestellt.

Ein Vergleich der Kurven mit den in Abb. 16 und Abb. 17 angegebenen Nenndaten zeigt zunächst, daß bei konstant angenommener Lufteintrittstemperatur in den Kühlturm die Luftaustrittstemperatur bei Vollastabwurf um ca. 7 K ansteigt. Das führt zu einem erhöhten Auftrieb im Turm und infolgedessen steigt der Luftdurchsatz um ca. 10 %. Diese Werte sind vom Kühlwassermassenstrom unabhängig. Heliumseitig stellt sich bei  $(\dot{m}/\dot{m}_0)_{\text{Wasser}} = 1$  eine Erhöhung der Kühleraustrittstemperatur (=Verdichtereintrittstemperatur) von 16 (ZK) bis 18 (VK) K ein. Diese Werte lassen sich durch Erhöhen des Kühlwassermassenstromes nur geringfügig reduzieren, wie die Abb. 17 zeigt. Die deutlichste Abhängigkeit vom Kühlwassermassenstrom weist die obere Wassertemperatur auf. Diese steigt bei  $(\dot{m}/\dot{m}_0)_{\text{Wasser}} = 1$  um ca. 19 K, bei  $(\dot{m}/\dot{m}_0)_{\text{Wasser}} = 1,5$  dagegen nur um ca. 6 K an.

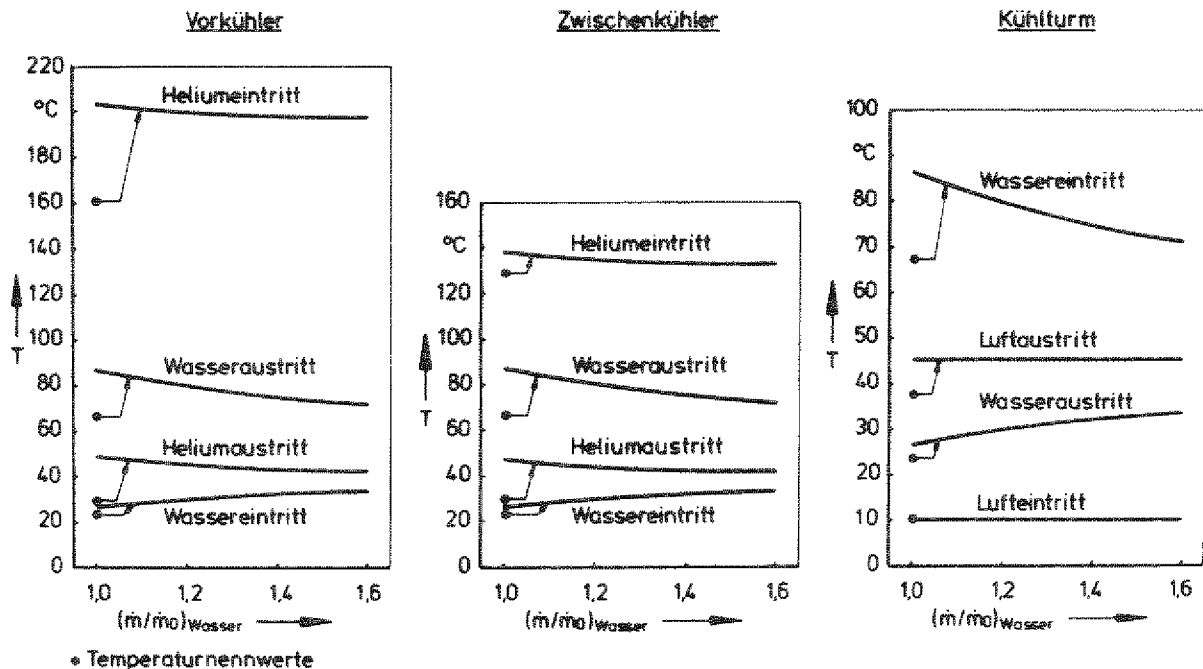


Abb. 17: Temperaturen im externen Kühlsystem bei 40 % Überlast in Abhängigkeit vom Kühlwassermassenstrom

Um Schäden im Kühlsystem zu vermeiden, muß auch im Falle einer Überlastung die obere Kühlwassertemperatur mit einem hinreichenden Sicherheitsabstand unterhalb der Siedetemperatur liegen. Das ist bei den vorliegenden Verhältnissen gewährleistet. Ist jedoch bei einer anderen Wahl der Auslegungsdaten ein zu starker Anstieg der Kühlwassertemperatur zu verzeichnen, so bietet eine Erhöhung des Kühlwasserdurchsatzes theoretisch die Möglichkeit den Anstieg auf ein zulässiges Maß zu senken. Dabei steigen jedoch die Druckverluste im Zwischenwasserkreislauf mit dem Massenstrom quadratisch und die erforderliche Pumpleistung mit der dritten Potenz an, so daß eine Erhöhung des Wasserdurchsatzes von 26 % bereits eine Verdoppelung der Pumpleistung erfordern würde. Daher ist es zweckmäßig bei der Auslegung des Kühlsystems und der Wahl der oberen Kühlwassertemperatur einen zusätzlichen Sicherheitsabstand von ca. 20 K zu berücksichtigen. Dadurch kann das Kühlsystem Überlasten von bis zu 40 % ohne weitere Maßnahmen aufnehmen. Der zusätzliche Sicherheitsabstand von ca. 20 K widerspricht keinesfalls einer kostenoptimalen Auslegung des Kühlsystems, wie die in [21] angegebenen und auf Grund einer Kostenoptimierung gewählten Daten zeigen.

#### 4.2.2 Rekuperativer Wärmeübertrager

Der rekuperative Wärmeübertrager - kurz RWO genannt - dient im Heliumturbinenkreislauf dazu, das im Kompressor verdichtete relativ kalte Helium durch das von der Turbine kommende entspannte, aber noch warme Helium auf Reaktoreintrittstemperatur aufzuheizen, um einen günstigen Kreislaufwirkungsgrad zu erzielen. Hinsichtlich der Anordnung der Wärmeaustauschfläche und der Gasführung sind verschiedene Konstruktionsformen von Rohrbündel- oder Plattenwärmetauschern, bei denen das Helium im Kreuzgegenstrom oder im reinen Gegenstrom geführt wird, bekannt [30]. Das dynamische Verhalten des RWO ist bei allen Bauformen grundsätzlich gekennzeichnet durch die beiden Hauptmerkmale:

- Reynoldszahl-abhängige Änderung der ND- und HD-seitigen Wärmeübergangszahlen,
- Wärmespeicherfähigkeit der wärmeübertragenden Wandungen.

Aussagen über das dynamische Verhalten des RWO sind von Bedeutung, um einerseits Temperaturänderungen in den Materialien des RWO und die daraus resultierenden Wärmedehnungen und -spannungen und andererseits die durch Änderungen der HD-seitigen RWO-Austrittstemperatur auf den Reaktoreintritt übertragenen Transienten beurteilen zu können.

Zur Berechnung des dynamischen Verhaltens des RWO wird im allgemeinen ein Ausgangssystem von Differentialgleichungen durch Frequenzgangverfahren gelöst [31, 32, 33] oder durch schrittweise Lösung eines Ersatzsystems von Differenzengleichungen angenähert [24,34]. In der vorliegenden Arbeit wird das letztgenannte Verfahren angewandt, wobei die im folgenden erläuterte Modellvorstellung eines Gegenstromwärmeübertragers zugrundeliegt.

In Abb. 18 ist eine wärmeübertragende Wand dargestellt, an der auf der einen Seite der ND-seitige Gasstrom  $\dot{m}_{ND}$  und auf der gegenüberliegenden der HD-seitige Gasstrom  $\dot{m}_{HD}$  im Gegenstrom entlanggeführt werden. Betrachtet man eine Scheibe von der Dicke  $dx$  mit der mittleren Wandtemperatur  $T_W$  und den mittleren Gastemperaturen  $T_{ND}$  bzw.  $T_{HD}$  und bezeichnet man mit  $dT_{ND}$  und  $dT_{HD}$  die Temperaturänderungen der Gasströme beim Durchströmen der Scheibe, so folgt

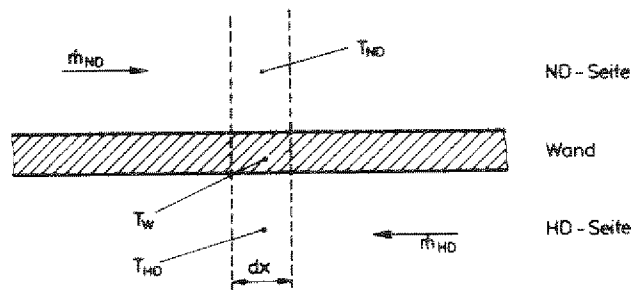


Abb. 18: Wärmeübertragungsmodell für den RWÜ

aus einer Wärmebilanz für den ND-seitigen Gasstrom

$$\dot{m}_{ND} \cdot c_p \cdot \frac{dT_{ND}}{dx} = \alpha_{ND} \cdot \frac{F}{l} \cdot (T_{ND} - T_W), \quad (4.2)$$

für den HD-seitigen Gasstrom

$$\dot{m}_{HD} \cdot c_p \cdot \frac{dT_{HD}}{dx} = \alpha_{HD} \cdot \frac{F}{l} \cdot (T_W - T_{HD}) \quad (4.3)$$

und für die wärmeübertragende Wand

$$\frac{M_W}{F} \cdot c_W \cdot \frac{dT_W}{dt} = \alpha_{ND} \cdot (T_{ND} - T_W) - \alpha_{HD} \cdot (T_W - T_{HD}) \quad (4.4)$$

Darin sind  $\alpha_{ND}$  und  $\alpha_{HD}$  die Wärmeübergangszahlen zwischen Wand und Gas,  $c_p$  und  $c_W$  die spezifischen Wärmen für das Gas bzw. das Wandmaterial,  $F$  die Austauschfläche,  $l$  die Rohrlänge und  $M_W$  die Wandmaterialmenge des RWÜ. Für die Wärmeübergangszahlen gilt nach Hausen [35,36] für erzwungene Kon-

vektion und turbulente Strömung zwischen Nußeltzahl  $Nu$ , Prandtlzahl  $Pr$  und Reynoldszahl  $Re$  die Beziehung

$$Nu = 0,024 \cdot [1 + (d/l)^{2/3}] \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \cdot (\eta_H / \eta_W)^{0,14} \quad (4.5)$$

Diese läßt sich unter der Annahme konstanter Stoffwerte auf die einfache Form

$$\alpha \sim \dot{m}^{0,8} \quad (4.6)$$

reduzieren.

Bei der numerischen Behandlung im Digitalrechner werden in dem System der Differentialgleichungen (4.2) bis (4.4) die Differentiale  $dT$ ,  $dt$ ,  $dx$  durch die Differenzen  $\Delta T$ ,  $\Delta t$  und  $\Delta x$  ersetzt. Die örtliche Temperaturverteilung ergibt sich aus einer äquidistanten Einteilung des Rekuperators in  $n$  axiale Zonen mit der bezogenen Länge  $\Delta x = 1/n$ , der zeitliche Temperaturverlauf aus einer schrittweisen Berechnung mit der konstanten Zeitschrittweite  $\Delta t$ .

Im folgenden wird für den RW0 des HHT-1000-NINT-Konzepts ein typisches Beispiel für einen mit der beschriebenen Methode ermittelten transienten Vorgang gezeigt. Der RW0 ist dabei in 25 axiale Zonen geteilt; die Zeitschrittweite beträgt 0,01 s. Zum Zeitpunkt  $t = 0$  s wird eine sprunghafte Änderung der ND-Eintrittstemperatur von + 50 K eingeführt. Die HD-Eintrittstemperatur sowie die Massenströme werden dabei konstant gehalten. In Abb. 19 ist in dreidimensionaler Darstellung das orts- und zeitabhängige Verhalten der Wand- und Gasttemperaturen als Folge der Störung gezeigt. Über der Zeit  $t$ , die von -6 s bis 60 s läuft, und der auf die Rohrlänge bezogenen Ortskoordinate  $x$ , die vom heißen Ende des RW0 mit  $x = 0$  % zum kalten Ende mit  $x = 100$  % läuft, sind die Abweichungen der Temperaturen von ihren Nennwerten aufgetragen. In der Zeit von  $t = -6$  s bis  $t = 0$  s arbeitet der RW0 stationär im Nennpunkt. Der zur Zeit  $t = 0$  s auftretende Temperatursprung wirkt sich auf der ND-Seite zunächst nur über etwa 1/4 der Rohrlänge aus und bewegt sich dann langsam durch den RW0. Die Wandtemperatur folgt auf-

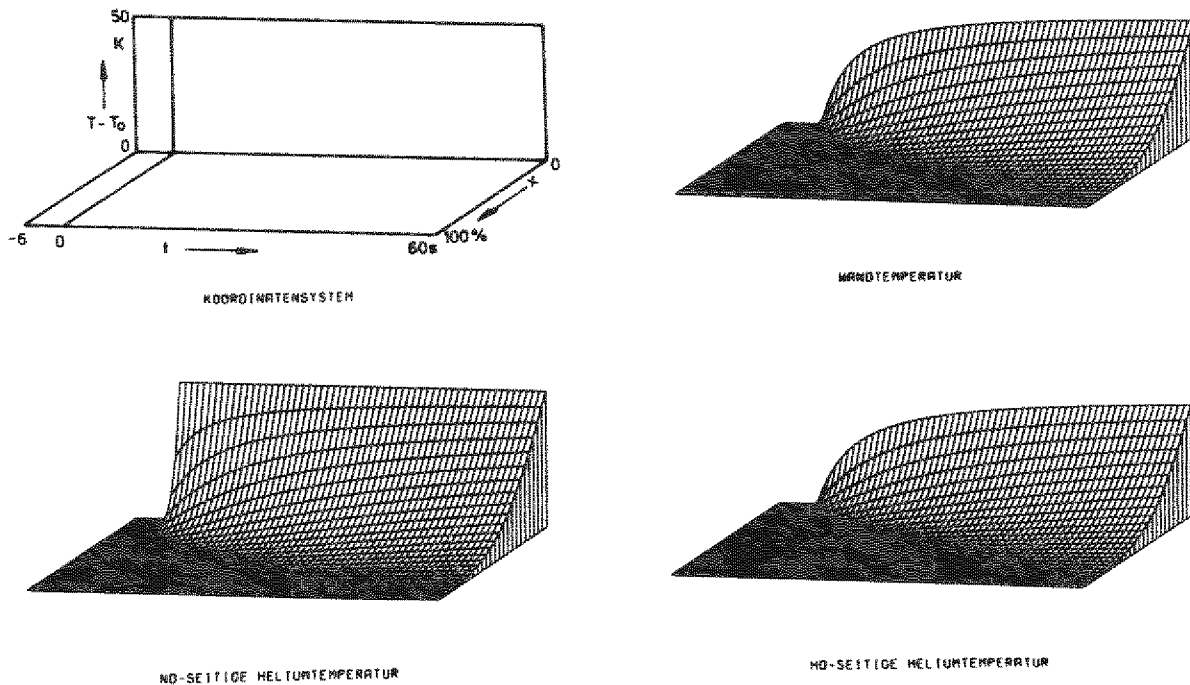


Abb. 19: Verhalten der Wand- und Gastemperaturen bei einem Temperatursprung von 50 K am ND-Eintritt

grund der Wärmespeicherfähigkeit mit Verzögerung den Temperaturänderungen des ND-Gases. Das Verhalten der HD-seitigen Gastemperatur weicht von dem der Wandtemperatur nur geringfügig ab, da durch den Wärmeübergang zwischen Wand und Gas keine weiteren Verzögerungen bewirkt werden.

In der folgenden Abb. 20 sind zur genaueren Beurteilung einzelner Transienten die Temperaturänderungen am ND-Eintritt, ND-Austritt und HD-Austritt als Absolutwerte und bezogen auf die zugehörigen stationären Endwerte über der Zeit  $t$  aufgetragen. Die Temperatur am HD-Austritt folgt der sprunghaftigen Änderung am ND-Eintritt verzögert mit der Zeitkonstanten  $\tau_s = 6,8$  s. Nach etwa 78 s sind bereits 90 % des stationären Endwertes von 45,7 K erreicht. Wesentlich flacher verläuft die Temperaturänderung am ND-Austritt.



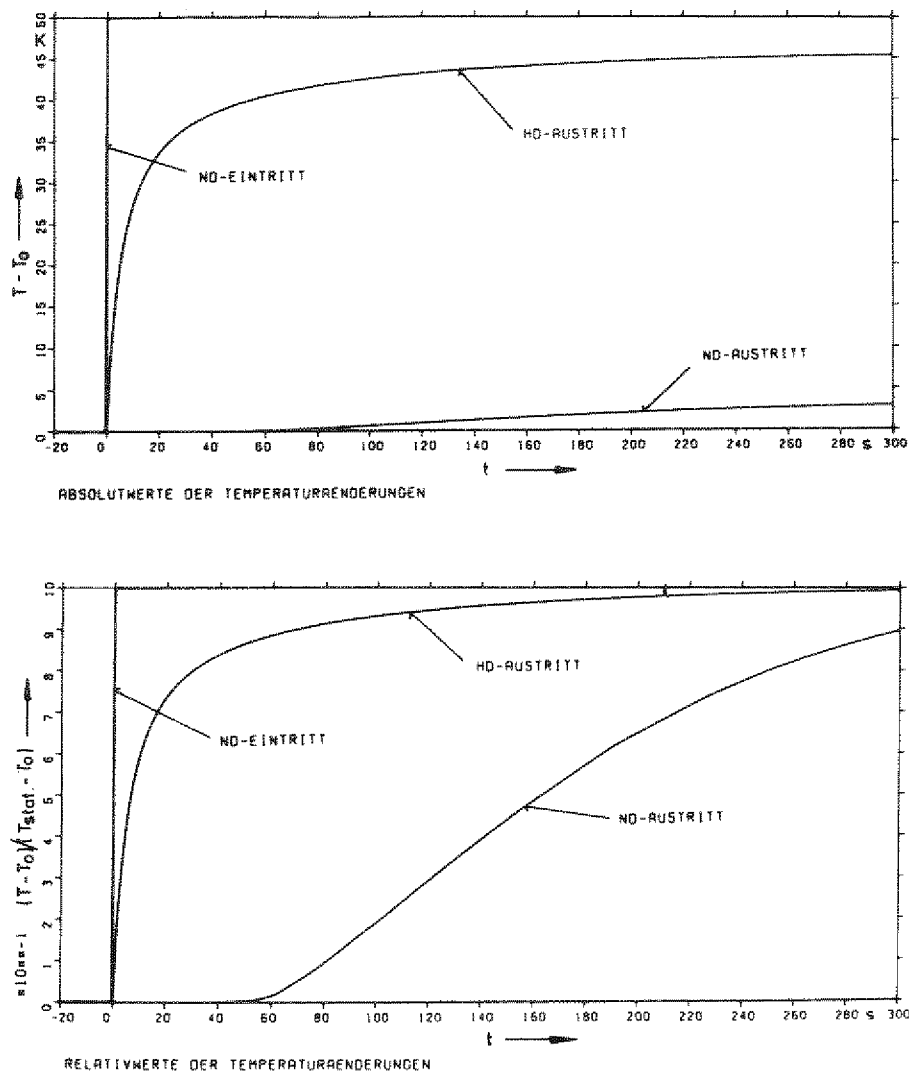


Abb. 20: Temperaturtransienten im RWÜ bei einem Temperatursprung von 50 K am ND-Eintritt

Hier bleibt die Temperatur zunächst ca. 50 s lang nach Auftreten der Störung am Eintritt konstant. Erst dann bewegt sie sich langsam auf ihren stationären Endwert zu. Die maximale Änderung ist mit 3,3 K praktisch bedeutungslos.

In ähnlicher Weise wie im angeführten Beispiel lassen sich mit der dabei benutzten Modellvorstellung zur RWÜ-Dynamik beliebige Transienten, die durch Änderungen der Massenströme oder der Eintrittstemperaturen hervorgerufen werden, ermitteln. Dieses RWÜ-Modell findet daher bei der später

beschriebenen Behandlung des Heliumturbinenkreislaufs als Bestandteil des Gesamtmodells in der Tabelle, die im Anhang beigelegt ist, in der dort angegebenen Form Verwendung.

#### 4.3 Turbomaschinen

Das Verhalten der Turbomaschinen wird in der vorliegenden Arbeit bei der Untersuchung sowohl stationärer Zustände als auch dynamischer Vorgänge im Kreislauf wie allgemein üblich durch die stationären Betriebscharakteristiken beschrieben. Dieses Vorgehen ist berechtigt, da einerseits die Gasspeicherkapazität der Turbomaschinen gegenüber der anderer Kreislaufkomponenten vernachlässigbar ist und andererseits durch die hohen Axialgeschwindigkeiten die Durchströmzeiten des Gases durch die Maschinen zwischen 0,007 und 0,01 s liegen, so daß die Zeitdifferenz zwischen einer eintrittsseitigen Zustandsänderung und ihrer vollständigen Auswirkung am entsprechenden Maschinenaustritt 0,01 s nicht überschreitet. Die stationären Betriebscharakteristiken von Turbine und Verdichtern werden im folgenden erläutert.

##### 4.3.1 Turbine

Zur Beschreibung der Turbinencharakteristik sind verschiedene Methoden bekannt. Dabei werden aus Kennfeldmessungen gewonnene Daten sowohl durch geeignete mathematische Ansätze angenähert [2], als auch auf allgemein gültige Zusammenhänge zwischen dimensionslosen Maschinenkenngrößen zurückgeführt [1]. Die mittels der letztgenannten Vorgehensweise entwickelten Beziehungen sind ohne Schwierigkeiten auf veränderte Maschinenauslegungen übertragbar und daher besonders geeignet zur Beschreibung des Verhaltens von Maschinen, die sich wie im vorliegenden Fall noch in der Projektierungsphase befinden und für die Kennfeldmessungen noch nicht durchgeführt sind. Die Turbinencharakteristik läßt sich so reduzieren auf die aus [1] entnommenen Gleichungen:

$$\psi_T^* = \frac{\psi_T}{\psi_{To}} = \frac{2}{\psi_{To}} + \left(1 - \frac{2}{\psi_{To}}\right) \cdot \varphi_T^* \quad (4.7)$$

und

$$\eta_T^* = \frac{\eta_T}{\eta_{To}} = \psi_T^* / \varphi_T^{*2} \quad (4.8)$$

Darin ist  $\psi_T^*$  die Enthalpiekenngröße,  $\phi_T^*$  die Durchflußkenngröße und  $\eta_T^*$  der polytrope Wirkungsgrad der Turbine jeweils bezogen auf den entsprechenden Auslegungswert (Index a). In Abb. 21 ist diese Charakteristik für die Turbine der nichtintegrierten 1000 MWe HHT-Anlage dargestellt. Auffallend ist in Abb. 21 die Wirkungsgradüberhöhung über den Auslegungswert im Bereich  $0,61 < \phi_T^* < 1$ . Diese ist zurückzuführen auf die hohe Stufenbelastung der Turbine, die in einem Auslegungswert der Enthalpiekenngröße von  $\psi_{Ta} = -3,27$  zum Ausdruck kommt.

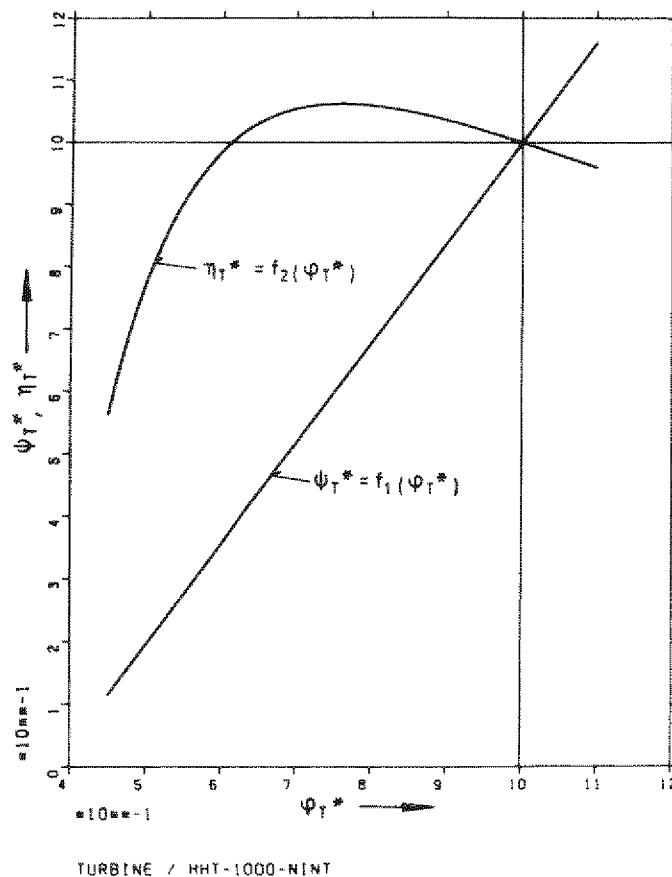


Abb. 21: Enthalpiekenngröße und polytroper Wirkungsgrad als Funktion der Durchflußkenngröße (Turbine)

Bei den in Kapitel 6 beschriebenen Dynamikrechnungen tritt das Problem auf, aus bekannten Werten für das Druckverhältnis  $\pi_T$ , die Drehzahl  $n$  und die Eintrittstemperatur  $T_{TE}$  die zugehörige Durchflußkenngröße zu ermitteln. Dafür läßt sich aus den Definitionen von  $\phi$ ,  $\psi$  und  $\eta$  (Vergl. [1,24]) mit Hilfe der Polytropengleichung

$$\pi_T = \left( \frac{T_{TE}}{T_{TA}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot 1/\eta_T} \quad (4.9)$$

die Beziehung

$$\pi_T = \left[ 1 - \frac{T_{TEa} - T_{TAa}}{T_{TEa}} \cdot \frac{\psi_T}{\psi_{Ta}} \cdot \left( \frac{n}{n_a} \right)^2 \cdot \frac{T_{TEa}}{T_{TE}} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \cdot \frac{1}{\pi_T} \quad (4.10)$$

ableiten. Diese Beziehung ist in Abb. 22 ausgewertet, indem über der Durchflußkenngroße  $\phi_T^*$  das Druckverhältnis  $\pi_T$  mit der Kenngroße  $(n/n_a) \cdot \sqrt{T_{TEa}/T_{TE}}$  als Parameter aufgetragen ist.

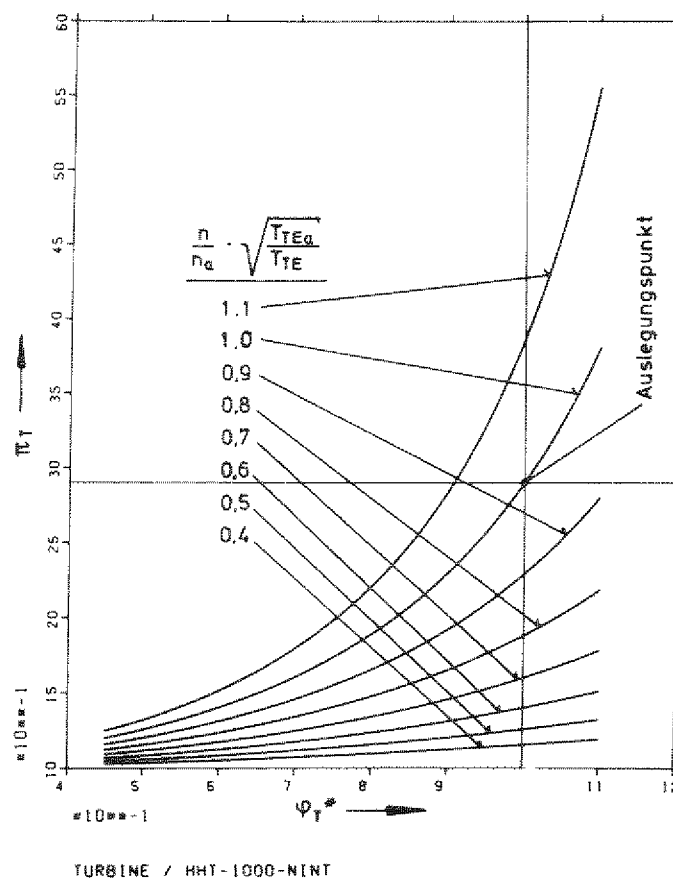


Abb. 22: Druckverhältnis als Funktion der Durchflußkenngroße mit der Kenngroße  $(n/n_a) \cdot \sqrt{T_{TEa}/T_{TE}}$  als Parameter (Turbine)

Mit den in den Abb. 21 und 22 dargestellten Abhängigkeiten ist das stationäre Betriebsverhalten der Turbine eindeutig beschrieben. Alle weiteren interessierenden Größen wie z.B. Austrittstemperatur und Massenstrom lassen

sich aus den bereits bekannten Daten ableiten. Die dabei verwendeten Beziehungen sind in [24] ausführlich angegeben.

#### 4.3.2 Verdichter

Die Vorgehensweise bei der Beschreibung der Verdichtercharakteristik entspricht weitgehend der bei der Turbine. Nach [37] gilt für die Abhängigkeit zwischen Enthalpiekenngröße und Durchflußkenngröße die Gleichung

$$\psi_V^* = \frac{\psi_V}{\psi_{Va}} = 1 + \frac{m \cdot \varphi_{Va}}{\psi_{Va}} \cdot (\varphi_V^* - 1) \quad (4.11)$$

und für die Abhängigkeit zwischen polytropem Wirkungsgrad und Durchflußkenngröße die Beziehung

$$\eta_V^* = \frac{\eta_V}{\eta_{Va}} = 1 - \frac{\alpha \cdot \varphi_{Va}^2}{\eta_{Va}} \cdot (\varphi_V^* - 1)^2 \quad (4.12)$$

Die von der Kompressorstufenzahl abhängigen Größen  $m$  und  $\alpha$  sind in [37] resultierend aus Kennfeldmessungen an ausgeführten Verdichtern graphisch dargestellt. Sie werden hier durch die Funktionen

$$m = 5,208 \cdot \left(\frac{z}{100}\right)^2 + 2,729 \cdot \frac{z}{100} - 1,5275 \quad (4.13)$$

und

$$\alpha = 9,354 - 0,2678 \cdot z \quad (4.14)$$

mit der Verdichterstufenzahl  $z$  ausgedrückt. Trägt man den Zusammenhang der Beziehungen (4.11) bis (4.14) für ND- und HD-Verdichter graphisch auf, so zeigen sich die in Abb. 23 dargestellten Abhängigkeiten. Die Unterschiede zwischen ND- und HD-Verdichter sind gering. Der Auslegungswert der Enthalpiekenngröße liegt beim HD-Verdichter um ca. 20 % höher als beim ND-Verdichter. Aus diesem Grunde verlaufen die Charakteristiken beim HD-Ver-

dichter etwas flacher.

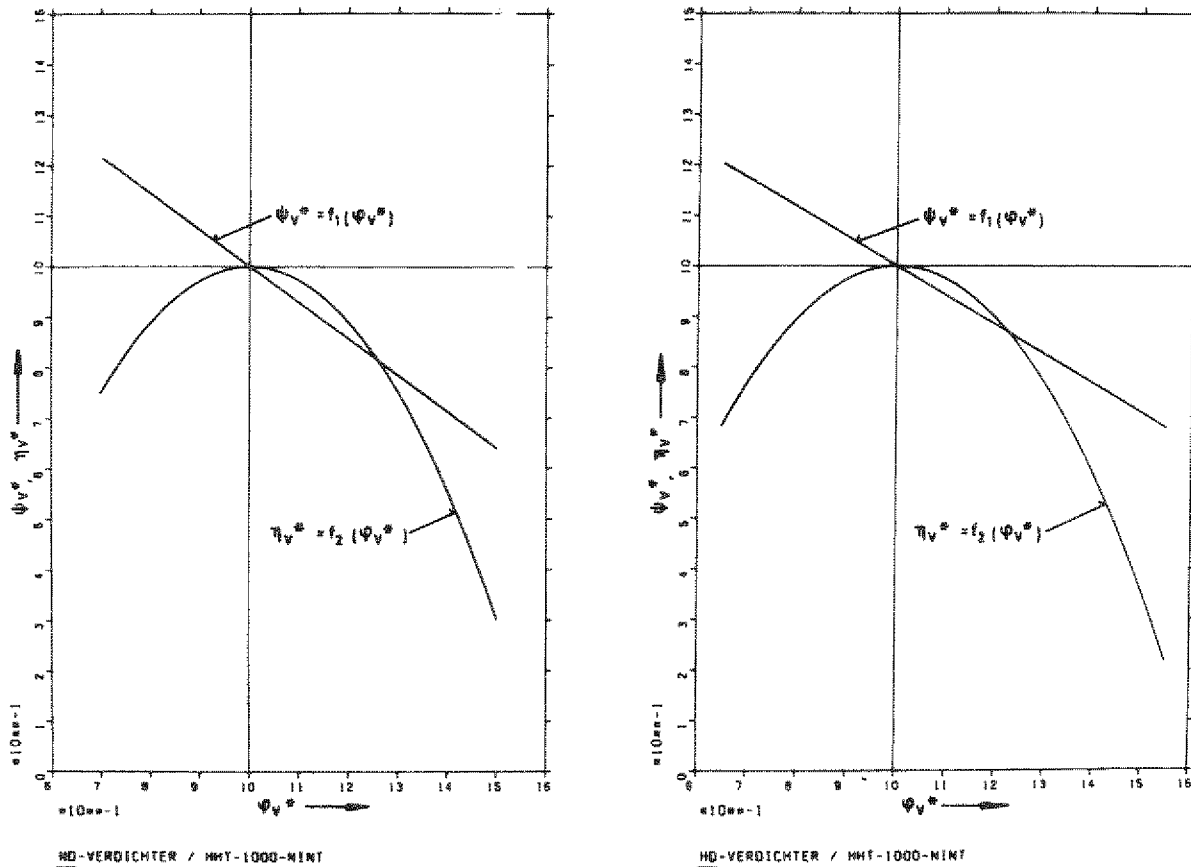


Abb. 23: Enthalpiekenngröße und polytropher Wirkungsgrad als Funktion der Durchflußkenngröße (Verdichter)

Der Auslegungspunkt ist in Abb. 23 gekennzeichnet durch die Koordinaten  $\phi^* = 1$ ,  $\psi^* = 1$  und  $\eta^* = 1$ . Um einen günstigen Abstand von der Pumpgrenze zu erzielen, sind die Kompressoren so ausgelegt, daß sie bei Nennbetrieb des Heliumturbinenkreislaufes mit der Durchflußkenngröße  $\phi_V^* = 1,06$  arbeiten (Vergl. auch [24]).

In ähnlicher Weise wie bei der Turbine folgt für das Kompressordruckverhältnis aus der Polytropengleichung

$$\pi_V = \left( \frac{T_{VA}}{T_{VE}} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \cdot \eta_V \quad (4.15)$$

bei konstant angenommener Verdichtereintrittstemperatur die Beziehung

$$\pi_V = \left[ 1 + \frac{T_{VA0} - T_{VE0}}{T_{VE0}} \cdot \frac{\psi_V}{\psi_{V0}} \cdot \left( \frac{n}{n_0} \right)^2 \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \eta_V} \quad (4.16)$$

Diese liefert den in Abb. 24 dargestellten Zusammenhang zwischen dem Druckverhältnis  $\pi_V$  und der Durchflußkenngröße  $\phi_V^*$  mit der bezogenen Drehzahl  $n^* = n/n_a$  als Parameter. In den Diagrammen ist die Pumpgrenze für die bei-

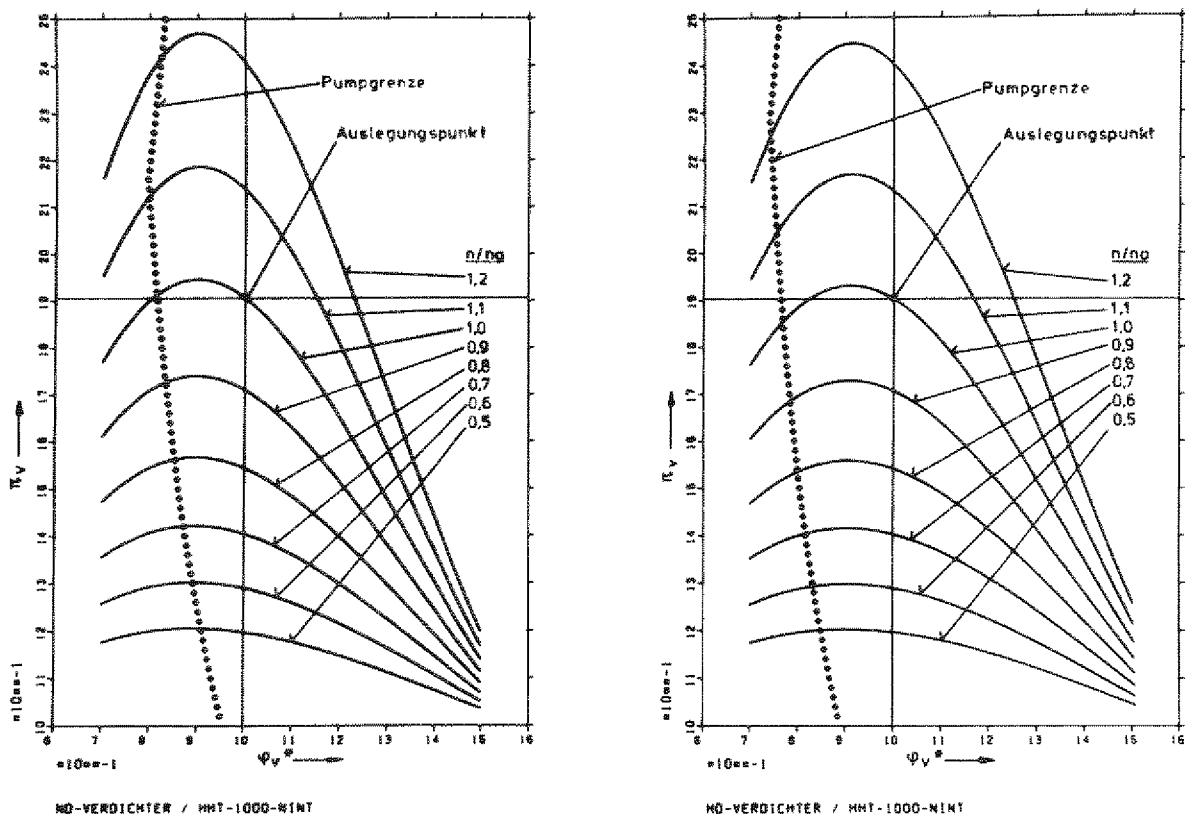


Abb. 24: Druckverhältnis als Funktion der Durchflußkenngröße mit der bezogenen Drehzahl als Parameter (Verdichter)

den Verdichter eingetragen. Sie ist berechnet nach dem in [1] beschriebenen Verfahren und liegt beim ND-Verdichter bei um etwa 7 % größeren  $\phi_V^*$ -Werten als beim HD-Verdichter. Der Knickpunkt im oberen Bereich der Pumpgrenze ist dadurch gekennzeichnet, daß die Abreißgrenze in der ersten und der letzten Verdichterstufe gleichzeitig erreicht wird. Unterhalb des Knickpunktes setzt das Abreißen in der Eintrittsstufe, oberhalb dagegen in der Austrittsstufe ein. Im Vergleich zu gemessenen Kennfeldern liegt der Knickpunkt etwas zu hoch. Dies ist einerseits zu erklären durch Ungenauigkeiten,

mit denen die Gl. (4.11) und (4.12) in diesem Grenzgebiet behaftet sind, und andererseits durch die hohen Auslegungswerte der Stufenbelastung, die deutlich über denen bekannter und für Kennfeldmessungen verwendeter Verdichter liegen.

Häufig wird bei der Beschreibung von Verdichterkennfeldern die Abhängigkeit zwischen der isentropen Förderhöhe, dem Volumenstrom und der Drehzahl jeweils bezogen auf die zugehörigen Auslegungswerte benutzt. Diese ist in Abb. 25 für die beiden Verdichter gezeigt. Die Unterschiede zwischen den beiden Verdichtern sind praktisch unbedeutend. Bei genauer Betrachtung ist zu erkennen, daß die Kennlinien des HD-Verdichters wie bereits in den vorhergehenden Abbildungen geringfügig flacher verlaufen.

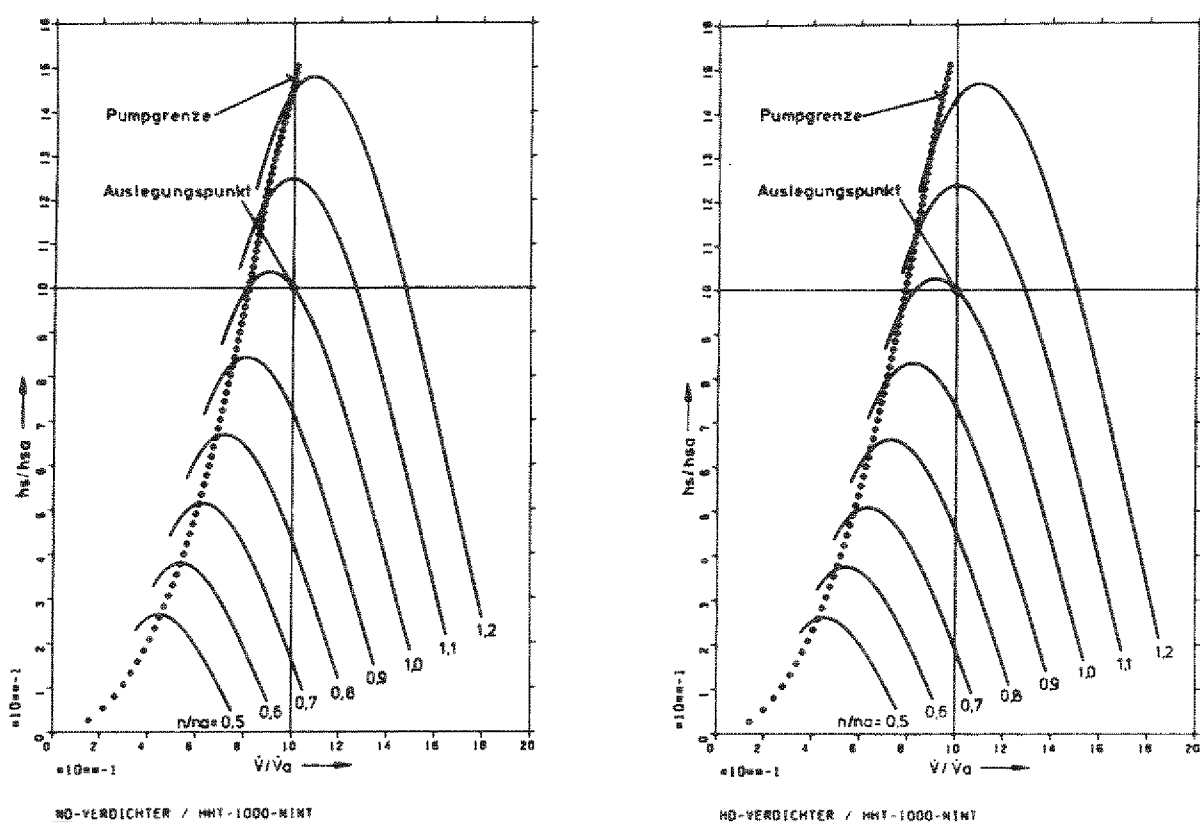


Abb. 25: Bezogene isentrope Förderhöhe als Funktion des relativen Volumenstromes mit der bezogenen Drehzahl als Parameter (Verdichter)

Mit den aus Gl. (4.11) bis (4.16) bekannten Größen sind auch der Massenstrom und die Austrittstemperatur eindeutig festgelegt. Die zur Berechnung dieser Daten anzuwendenden Gleichungen sind in [24] abgeleitet und erläutert.



## 5. DAS STATIONÄRE TEILLASTVERHALTEN DES HELIUMTURBINENKREISLAUFES

Das stationäre Betriebsverhalten ist im Gegensatz zum dynamischen Verhalten bereits in zahlreichen Arbeiten wie z.B. in [1,2,3] untersucht. Diese Untersuchungen basieren jedoch auf Datenmaterial, das zum derzeitigen Stand der HTR-Einkreis-Entwicklung teilweise veraltet ist. Daher werden im folgenden anhand der aktuellen Auslegungsparameter des NINT-Konzeptes in single- und split-shaft-Ausführung die wesentlichen Zusammenhänge erläutert. Die Daten der Teillastbetriebspunkte sind als stationäre Endwerte von dynamischen Rechenläufen mit den in 6.2 erläuterten Rechenprogrammen ermittelt.

### 5.1 Betriebspunkte bei verändertem Heliuminventar

Wie bereits in 3.3.1 beschrieben, ändert sich bei der Druckpegelregelung die an der Turbomaschinenkupplung abgegebene Leistung im Idealfall proportional zum Druckpegel d.h. zum Heliuminventar, während die Druckverhältnisse und Temperaturen im Kreislauf konstant bleiben. Abweichungen von diesem idealen Verhalten sind zurückzuführen auf die konstanten mechanischen Verluste und auf den Einfluß der zum Druckpegel proportionalen Reynoldszahlen, die vor allem die Profilverluste in den Beschaukelungen beeinflussen.

In Abb. 26 sind für die single-shaft-Schaltung der relative Kupplungswirkungs-

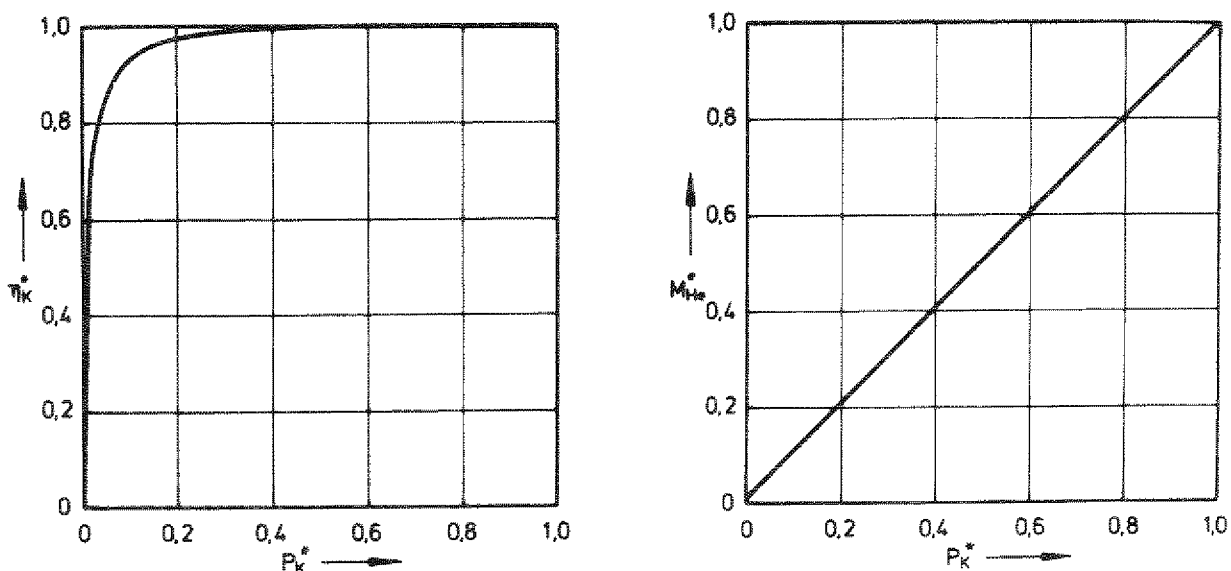


Abb. 26: Stationäres Teillastverhalten bei Druckpegelregelung (single-shaft)

grad  $\eta_K^*$  und das relative Heliuminventar des Kreislaufes  $M_{He}^*$  über der relativen Kupplungsleistung  $P_K^*$  aufgetragen. Man erkennt den nahezu linearen Zusammenhang zwischen Heliuminventar und Leistung. Der Wirkungsgrad bleibt im Leistungsbereich von 50 bis 100 % praktisch konstant und sinkt bis zu einer für die Regelung interessierenden unteren Teillast von 35 % nur um ca. 1 % ab.

Das in Abb. 27 gezeigte Verhalten der split-shaft-Schaltung unterscheidet sich von dem der single-shaft-Ausführung durch den Einfluß der von der Netz-

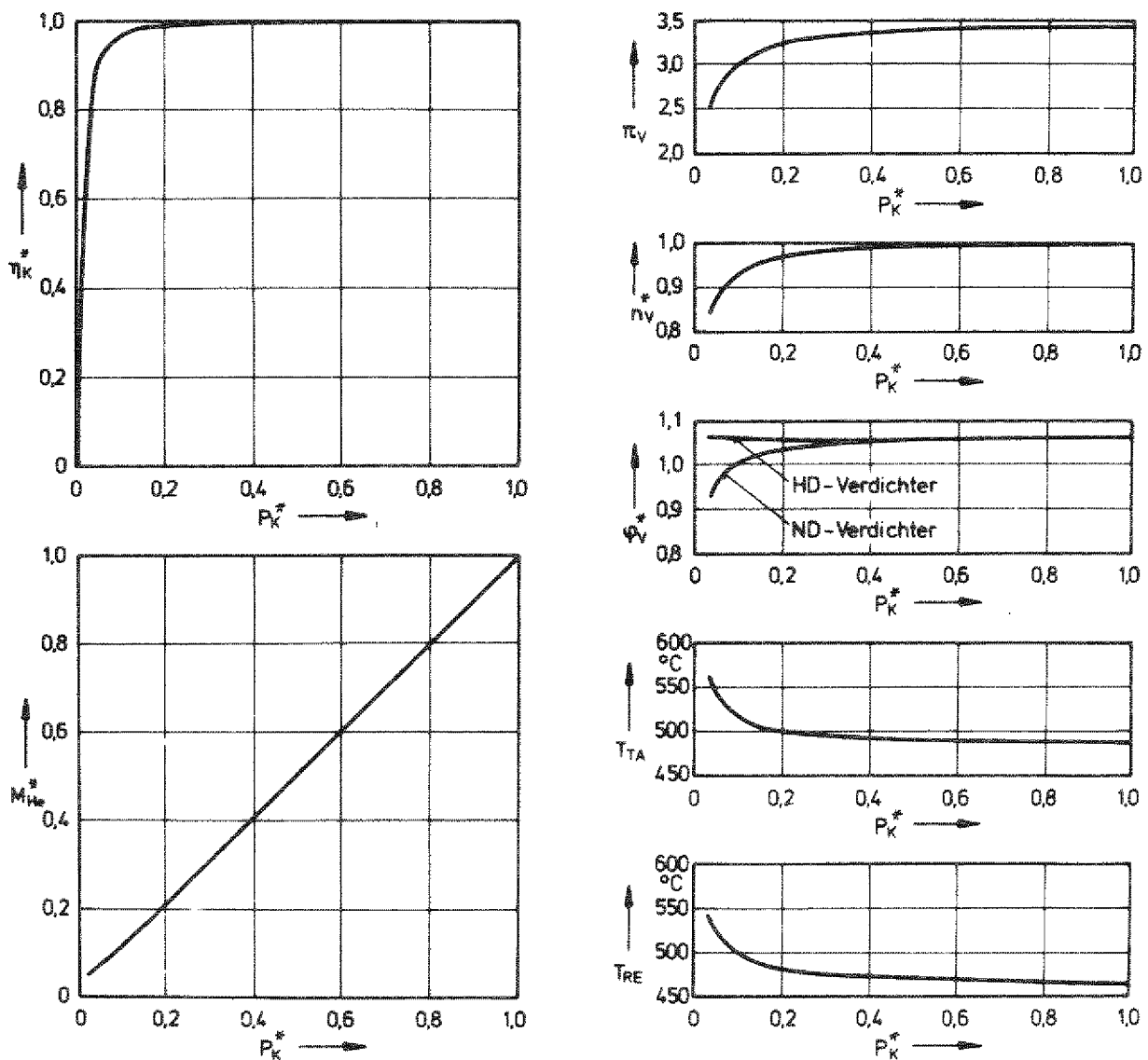


Abb. 27: Stationäres Teillastverhalten bei Druckpegelregelung (split-shaft)

frequenz unabhängigen Drehzahl des Kompressorturbosatzes. Der Wirkungsgrad sinkt erst bei geringeren Teillasten als bei single-shaft spürbar ab. Die Werte für das Heliuminventar bei einer bestimmten Teillast liegen bei split-shaft im unteren Leistungsbereich geringfügig über den entsprechenden single-shaft-Werten. Die Drehzahl des Kompressorturbosatzes stellt sich so ein, daß ein Leistungsgleichgewicht zwischen HD-Turbine und Verdichtern einschließlich mechanischer Verluste entsteht. Abweichungen der Drehzahl von ihrem Nennwert machen sich hauptsächlich im unteren Leistungsbereich ab etwa 35 %, der für die normale Leistungsregelung unbedeutend ist, bemerkbar, wie aus Abb. 27 hervorgeht. Mit abnehmender Drehzahl sinkt das Kreislaufdruckverhältnis, wie in Abb. 27 anhand des Verdichtungsdruckverhältnisses  $\pi_V$  gezeigt ist. Die bezogene Durchflußkenngröße  $\phi_V^*$  fällt beim ND-Verdichter deutlich ab, während sie beim HD-Verdichter geringfügig zunimmt. Die kritische Abreißgrenze wird erst bei Teillasten unter 3 %, die technisch völlig uninteressant sind, erreicht. Mit abnehmendem Druckverhältnis steigen die Turbinenaustrittstemperatur  $T_{TA}$  und damit gekoppelt über den RWÜ die Reaktoreintrittstemperatur  $T_{RE}$  stark an. Allerdings sind auch in diesem Fall die im technisch interessanten Bereich der Druckpegelregelung auftretenden Änderungen mit maximal etwa 10 K unbedeutend.

Bei der Druckpegelregelung verhält sich also in dem infrage kommenden Leistungsbereich von 35 bis 100 % bei beiden Schaltungsarten der Turbomaschine die an der Kupplung übergebene Leistung mit guter Näherung proportional zum Heliuminventar des Kreislaufes bei nahezu konstantem Wirkungsgrad, ohne daß unzulässige Betriebszustände auftreten.

## 5.2 Betriebspunkte bei Bypaßregelung

Die Bypaßregelung bewirkt im Vergleich zur Druckpegelregelung erheblich stärkere Änderungen der Zustandsgrößen und der sonstigen kennzeichnenden Betriebsgrößen des Heliumturbinenkreislaufes. Außerdem sind hierbei deutlichere Unterschiede zwischen single- und split-shaft-Schaltung zu beobachten.

In Abb. 28 ist das stationäre Teillastverhalten bei Bypaßregelung anhand der wesentlichen Daten für die single-shaft-Ausführung dargestellt. Die durchgezogenen Kurven gelten für eine Kombination der Bypässe B83 und B84, wobei der gesamte Bypaßmassenstrom zu gleichen Teilen auf die beiden Bypässe auf-

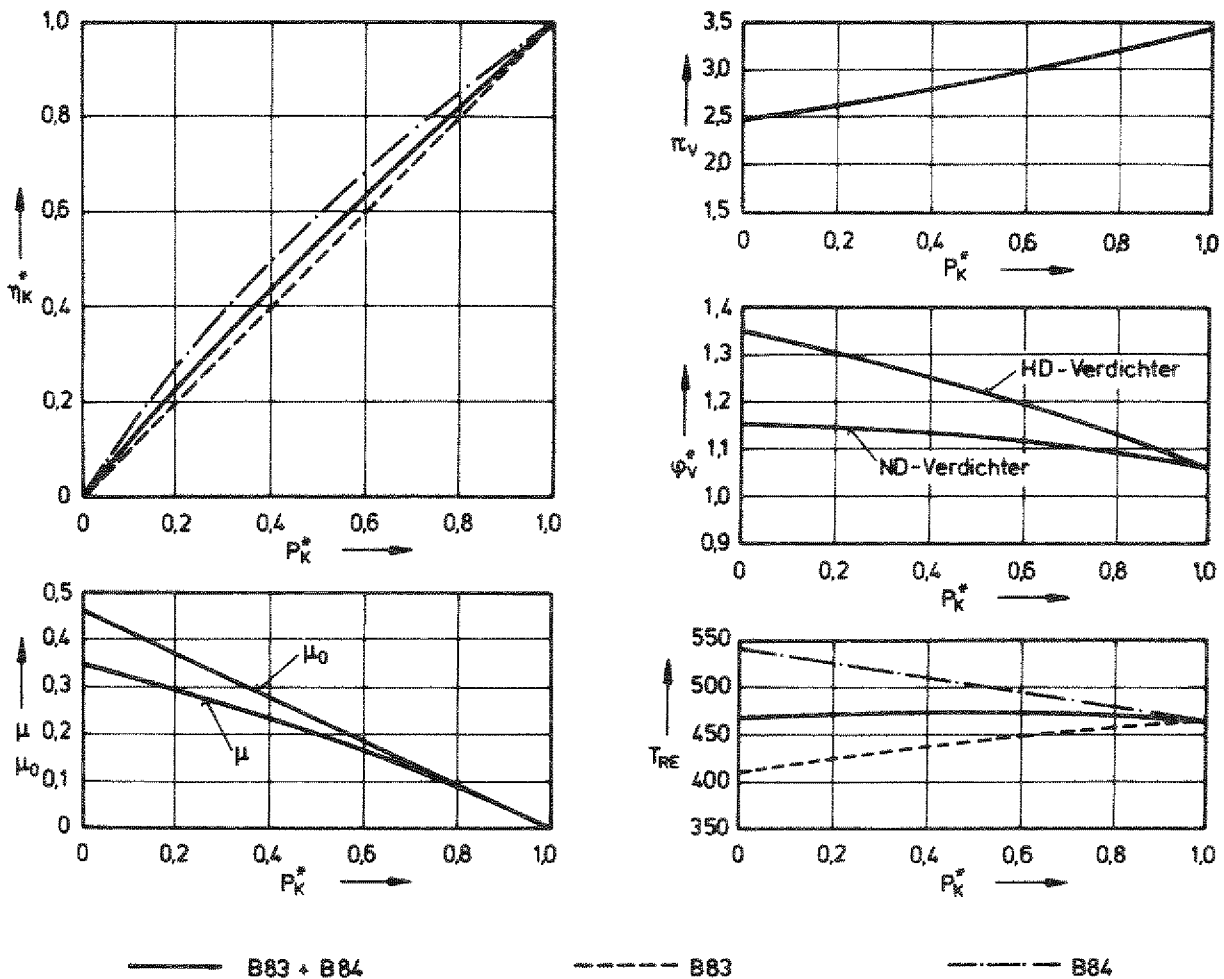


Abb. 28: Stationäres Teillastverhalten bei Bypaßregelung (single-shaft)

geteilt ist. Werden die Bypässe B83 oder B84 allein benutzt, so ergeben sich die gestrichelt bzw. strichpunktiert gezeichneten Abhängigkeiten. Diese sind in den Diagrammen nur dann eingetragen, wenn nennenswerte Abweichungen zum erstgenannten Fall zu verzeichnen sind. Der Kupplungswirkungsgrad  $\eta_K^*$  nimmt im Falle des Bypasses B83 linear mit der Kupplungsleistung  $P_K^*$  ab. Etwas günstiger liegen die Teillastwirkungsgrade bei Anwendung des Bypasses B84 oder der Bypaßkombination B83 + B84. Der Bypaßmassenstrom in Abhängigkeit von der Leistung ist in Form der Relativwerte  $\mu_0$  und  $\mu$  dargestellt. Dabei sind  $\mu_0$  der auf den Kompressornennmassenstrom und  $\mu$  der auf den im jeweiligen Teillastpunkt sich einstellenden Kompressormassenstrom bezogene Bypaßmassenstrom. Die Abhängigkeit zwischen  $\mu_0$  und  $P_K^*$  ist

linear. Für eine Entlastung des Kreislaufes bis auf Nulllast sind relative Bypaßmassenströme von  $\mu_0 = 0,46$  bzw.  $\mu = 0,35$  erforderlich. Kennzeichnend für die Bypaßregelung ist ein Absinken des Kreislaufdruckverhältnisses mit zunehmendem Bypaßmassenstrom bzw. abnehmender Leistung. Das Verdichtungsdruckverhältnis  $\pi_V$  nimmt vom Nennwert 3,43 auf einen Wert von 2,47 bei Nulllast ab. Als Folge davon wachsen die Durchflußkenngrößen  $\phi_V^*$  der Verdichter mit abnehmender Leistung an und zwar, wie aus Abb. 28 ersichtlich, wesentlich stärker im HD-Verdichter als im ND-Verdichter. Wichtig für die Beurteilung der Güte des benutzten Regelungsverfahrens ist das Verhalten der Reaktoreintrittstemperatur. Hier zeigt sich, daß bei separater Anwendung der Bypässe B83 und B84 Temperaturänderungen von bis zu 76 K zwischen Null- und Nennleistung auftreten. Diese können durch die Kombination der beiden Bypässe auf Maximalwerte von nur 8 K reduziert werden.

Bei der split-shaft-Schaltung sind aufgrund der freien Kompressordrehzahl die durch die Bypaßregelung hervorgerufenen Abweichungen vom Nennbetriebszustand im allgemeinen erheblich ausgeprägter als bei single-shaft. Der Verlauf der wichtigsten Größen ist in Abb. 29 in Abhängigkeit von der relativen Kupplungsleistung  $P_K^*$  gezeigt. Die Kurven gelten für den Bypaß B83, der im Hinblick auf möglichst geringe Änderungen der Reaktoreintrittstemperatur die günstigsten Verhältnisse bietet.

Wie aus Abb. 29 hervorgeht, fällt auch bei der split-shaft-Schaltung der Teillastwirkungsgrad mit der Leistung stark ab; er weist jedoch deutlich günstigere Werte auf als bei der single-shaft-Ausführung. Gleiche Teillasten werden bei split-shaft bereits mit wesentlich kleineren Bypaßmassenströmen als bei single-shaft erzielt, wie die Kurven für die entsprechenden Relativwerte  $\mu$  und  $\mu_0$  zeigen. Die Kurve für  $\mu_0$  hat im Leistungsbereich unterhalb von etwa 35 % einen sehr flachen Verlauf. Das bedeutet, daß bereits durch geringfügige Änderungen des Bypaßmassenstromes große Leistungsänderungen hervorgerufen werden, so daß in diesem Bereich ein instabiles Regelverhalten zu befürchten ist. Auch der starke Abfall der relativen Kompressordrehzahl  $n_V^*$  und des Verdichtungsdruckverhältnisses  $\pi_V$  deuten auf einen sehr labilen Betriebszustand des Kreislaufes im unteren Leistungsbereich hin. Hinzu kommt, daß der Betriebspunkt des ND-Verdichters sich in Richtung der Abreißgrenze verlagert. Eine weitere unerwünschte Eigenschaft ist der Anstieg der Reaktoreintrittstemperatur  $T_{RE}$ , der bei einem Absinken der Leistung von 100 auf 35 % etwa 86 K beträgt. Dieser Anstieg tritt auf, weil die starke

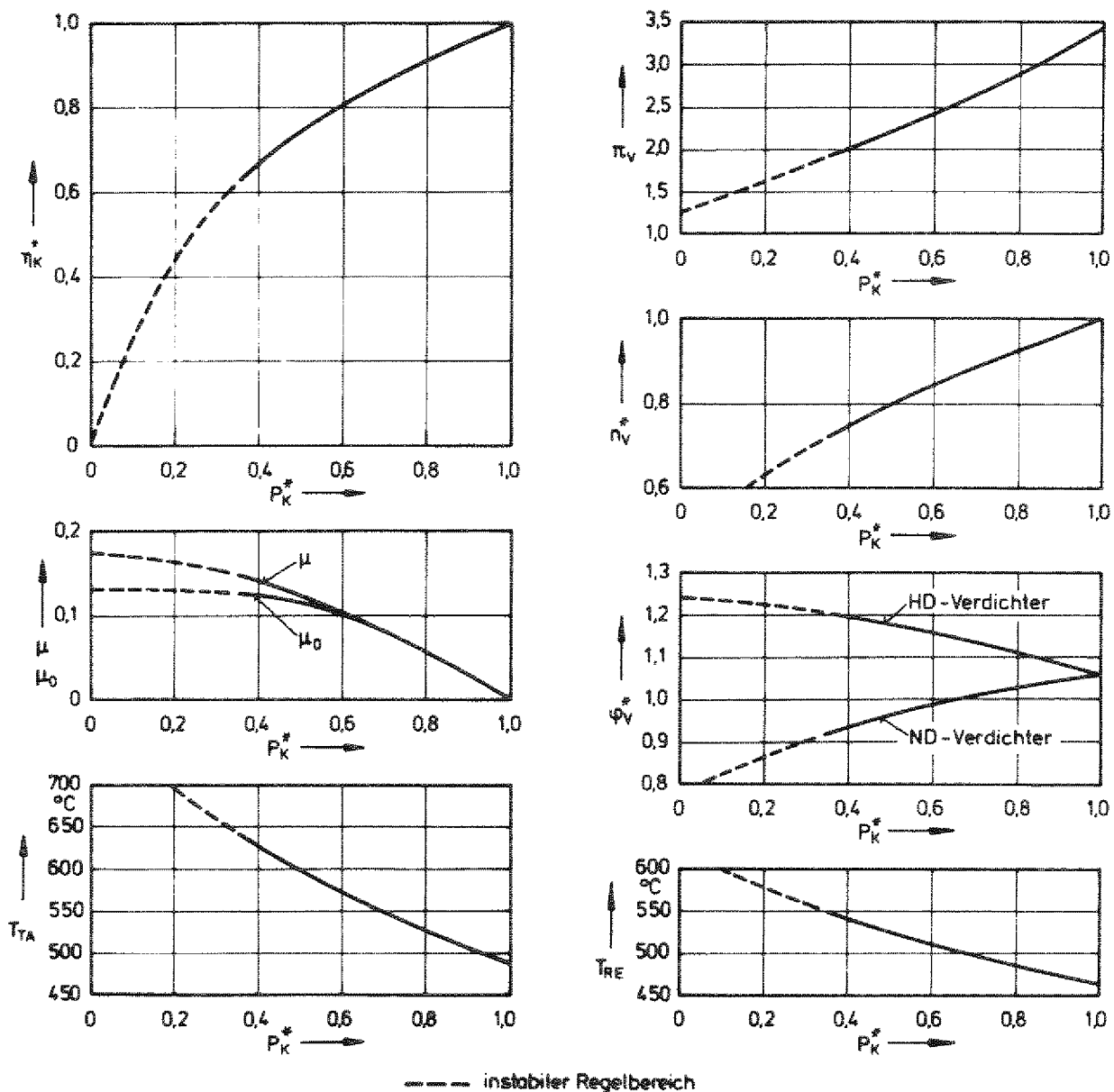


Abb. 29: Stationäres Teillastverhalten bei Bypaßregelung (split-shaft)

Zunahme der Turbinenausstrittstemperatur  $T_{TA}$  durch Zumischen des relativ kalten Bypaßmassenstromes hinter der Turbine nicht hinreichend kompensiert werden kann.

Aus der Betrachtung des stationären Verhaltens ist also zu schließen, daß die Bypaßregelung bei der single-shaft-Schaltung über dem gesamten Bereich von Null- bis Nennleistung bei geeigneter Bypaßführung unproblematisch ist, während bei der split-shaft-Version im unteren Leistungsbereich ein sehr labiles Verhalten zu befürchten ist.

### 5.3 Die kombinierte Druckpegel- und Bypaßregelung

Die Druckpegelregelung ist durch günstige Teillastwirkungsgrade und niedrige Laständerungsgeschwindigkeiten, die Bypaßregelung dagegen durch schlechte Teillastwirkungsgrade und hohe Laständerungsgeschwindigkeiten gekennzeichnet. Daher liegt es nahe, durch eine Kombination der beiden Methoden die beiderseitigen Vorteile für die Regelung der Heliumturbinenanlage nutzbar zu machen. Zur Beherrschung des Lastabwurfes ist eine Bypaßregelung, die den gesamten Leistungsbereich überdeckt, auf jeden Fall erforderlich. Daneben wird eine Druckpegelregelung vorgesehen, deren Regelbereich entweder zu 65 % gewählt wird, so daß wie bei dem in [21] beschriebenen HHT-Konzept der gesamte normale Lastbereich von 35 bis 100 % abgedeckt ist, oder so ausgelegt wird, daß nur ein Teilbereich von beispielsweise 60 bis 100 % wie bei dem in [22] dargestellten Konzept erfaßt wird. Leistungen unterhalb des von der Druckpegelregelung überdeckten Bereiches werden durch die Bypaßregelung eingestellt. Diese ermöglicht außerdem schnelle Leistungsänderungen innerhalb des Druckpegelregelbereiches.

Im Hinblick auf günstige Stromerzeugungskosten in dem vorgesehenen Betriebsbereich stellt sich die Frage nach der optimalen Festlegung des Druckpegel-

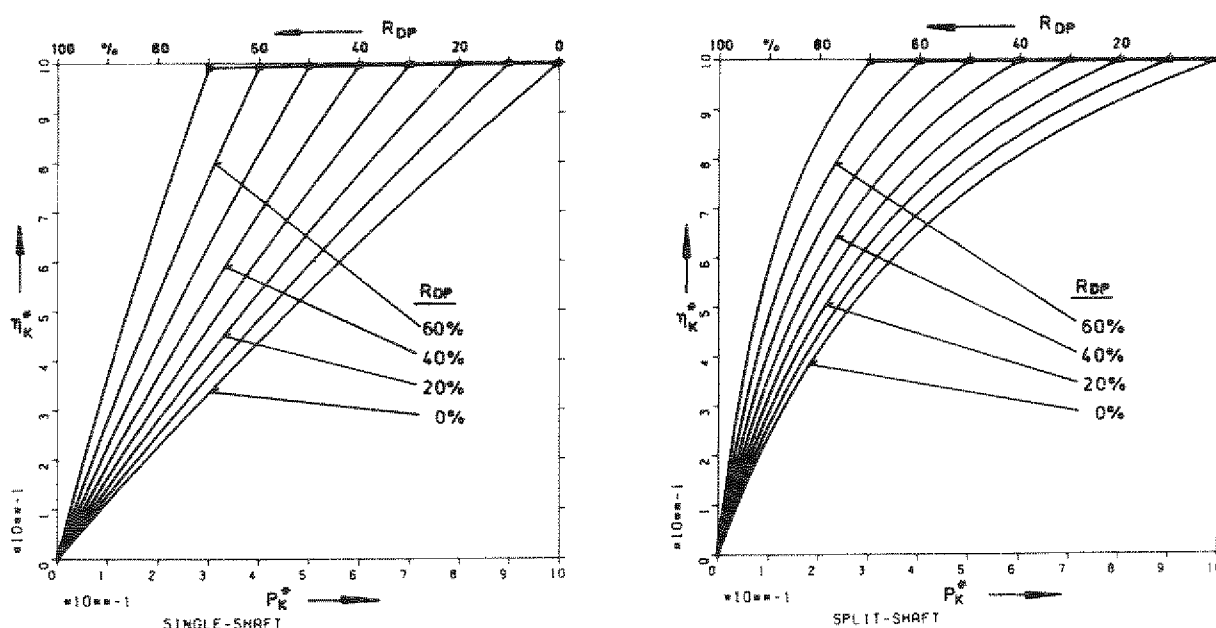


Abb. 30: Zusammenhang zwischen Kupplungsleistung, Kupplungswirkungsgrad und Druckpegelregelbereich bei der kombinierten Druckpegel- und Bypaßregelung

regelbereiches. Die Beantwortung dieser Frage setzt die Kenntnis des Wirkungsgradverlaufes über der gefahrenen Anlagenleistung bei veränderlichem Druckpegelregelbereich voraus. Diese Abhängigkeit ergibt sich aus einer Überlagerung der entsprechenden in 5.1 für die Druckpegelregelung und in 5.2 für die Bypaßregelung abgeleiteten Zusammenhänge. Der so gewonnene Verlauf des relativen Kupplungswirkungsgrades  $\eta_K^*$  über der relativen Kupplungsleistung  $P_K^*$  ist in Abb. 30 für Regelbereiche der Druckpegelregulierung von  $R_{DP} = 0\%$  bis  $R_{DP} = 70\%$  für beide Schaltungstypen aufgetragen. Wie die Abbildung zeigt, ändert sich der Wirkungsgrad in dem von der Druckpegelregelung übernommenen Bereich nur geringfügig, während er im anschließenden Wirkungsbereich der Bypaßregelung steil in Richtung Koordinatenursprung abfällt. Im Bereich der Bypaßregelung liegen die Teillastwirkungsgrade bei der split-shaft-Schaltung deutlich über denen der single-shaft-Version; im Druckpegelregelbereich dagegen treten keine nennenswerten Unterschiede auf.



## 6. DAS DYNAMISCHE VERHALTEN DER HTR-HELIUMTURBINENANLAGE

### 6.1 Methoden zur Berechnung des dynamischen Verhaltens

Die Beurteilung des dynamischen Verhaltens einer Kraftwerksanlage setzt voraus, daß die kennzeichnenden transienten Vorgänge mit hinreichender Genauigkeit berechnet werden können. Dazu ist es erforderlich,

- a) die Kraftwerksanlage durch ein geeignetes mathematisches Gleichungssystem zu simulieren und
- b) dieses für die jeweiligen aktuellen Parameter mit Hilfe einer elektronischen Rechenanlage zu lösen.

Die beiden Punkte a) und b) sind eng miteinander verknüpft und an die Art der zur Verfügung stehenden Rechenanlage gebunden. Als solche kommen heutzutage elektronische Analog- und Digitalrechenanlagen in Betracht. Beide weisen hinsichtlich ihrer Eignung für die Lösung der vorgegebenen Problematik sowohl Vor- als auch Nachteile auf, wie im folgenden gezeigt wird.

Beim Analogrechnen werden die Rechengrößen durch elektrische Spannungen als Funktion der Zeit dargestellt. Jede einzelne Rechenoperation wird durch ein kontinuierlich arbeitendes Rechenelement (z.B. Potentiometer, Summierer, Multiplizierer, Integrierer, Funktionsgeber usw.) realisiert. Die Integration gehört neben den vier Grundrechenarten zu den Grundoperationen des Analogrechners. Die Rechenelemente werden entsprechend dem zu lösenden mathematischen Gleichungssystem zusammengeschaltet und führen die zugehörigen Rechenoperationen zeitlich parallel aus. Zu den Hauptanwendungsgebieten für einen vorteilhaften Einsatz des Analogrechners zählen insbesondere solche Probleme, die wie im vorliegenden Falle durch gewöhnliche lineare und nichtlineare Differentialgleichungen sowie Systeme solcher Gleichungen beschrieben sind [38]. Damit bietet sich zur Berechnung der hier gesuchten Transienten zunächst die Analogrechentechnik an. Nachteilig wirkt sich allerdings die gegenüber dem Digitalrechner geringe Speicherkapazität aus. Diese zwingt auch bei Benutzung eines relativ gut ausgebauten Analogrechners zu einer starken Kondensation des mathematischen Modells. Daß es dennoch möglich ist, mit einem guten Analogrechenmodell die Dynamik der HTR-Einkreisanlage befriedigend zu beschreiben, ist durch die in [39] dargestellten Untersuchungen nachgewiesen.

Da hinreichend große Analogrechensysteme nur selten zur Verfügung stehen, wird im allgemeinen eine digitale Simulation des Problems bevorzugt. Ein wesentlicher Vorteil des Digitalrechners besteht darin, daß Kapazitätsprobleme von untergeordneter Bedeutung sind, so daß eine exaktere mathematische Nachbildung der physikalischen Zusammenhänge möglich ist. Dazu bietet der Digitalrechner eine bessere Rechengenauigkeit und erheblich mehr Freiheiten bei der Ein- und Ausgabe sowie beim Speichern von Datenmaterial.

Andererseits ist eine kontinuierliche und gleichzeitige Lösung aller funktionalen Zusammenhänge beim Digitalrechner im Gegensatz zum Analogrechner nicht möglich; denn der Digitalrechner arbeitet die durchzuführenden Rechenoperationen hintereinander entsprechend der programmierten Befehlsfolge ab. Bei der digitalen Behandlung kontinuierlicher zeitabhängiger Probleme löst man daher im allgemeinen den untersuchten Vorgang in Zeitintervalle auf und wählt dabei die Zeitintervalle so klein, daß eine quasistationäre Betrachtung einzelner Variablen innerhalb eines Intervalles gerechtfertigt ist. Dieser Weg wurde auch im vorliegenden Falle beschritten, wobei eine Kontrolle der digitalen Lösungsmethode durch analoge Gegenrechnungen erfolgte.

## 6.2 Erläuterungen zu dem benutzten Rechenmodell

Das den folgenden Untersuchungen zugrunde liegende mathematische Simulationsmodell der HTR-GT-Anlage ist auf der Grundlage des in [24, 40] beschriebenen Basis-Rechenmodells entstanden. Das vollständige Gleichungssystem dieses neuen Modells ist im Anhang wiedergegeben. Das dynamische Verhalten des Hochtemperaturreaktors bleibt im folgenden unberücksichtigt, wie bereits in 4.1 begründet ist.

Die Behandlung der RWO-Thermodynamik und der Charakteristiken von Turbinen und Verdichtern entspricht den in den jeweiligen Abschnitten von Kapitel 4 angegebenen Zusammenhängen. Im folgenden wird eine kurze Erläuterung der Modellvorstellung und vor allem der Verbesserungen gegenüber dem in [24, 40] beschriebenen Modell gegeben.

Der Kreislauf ist wie in Abb. 31 gezeigt in 8 (bei single-shaft) bzw. 9 (bei split-shaft) einzelne Volumina aufgeteilt. Ein Volumen umfaßt jeweils eine Leitung und die Hälfte der geometrischen Volumina der benachbarten Kom-

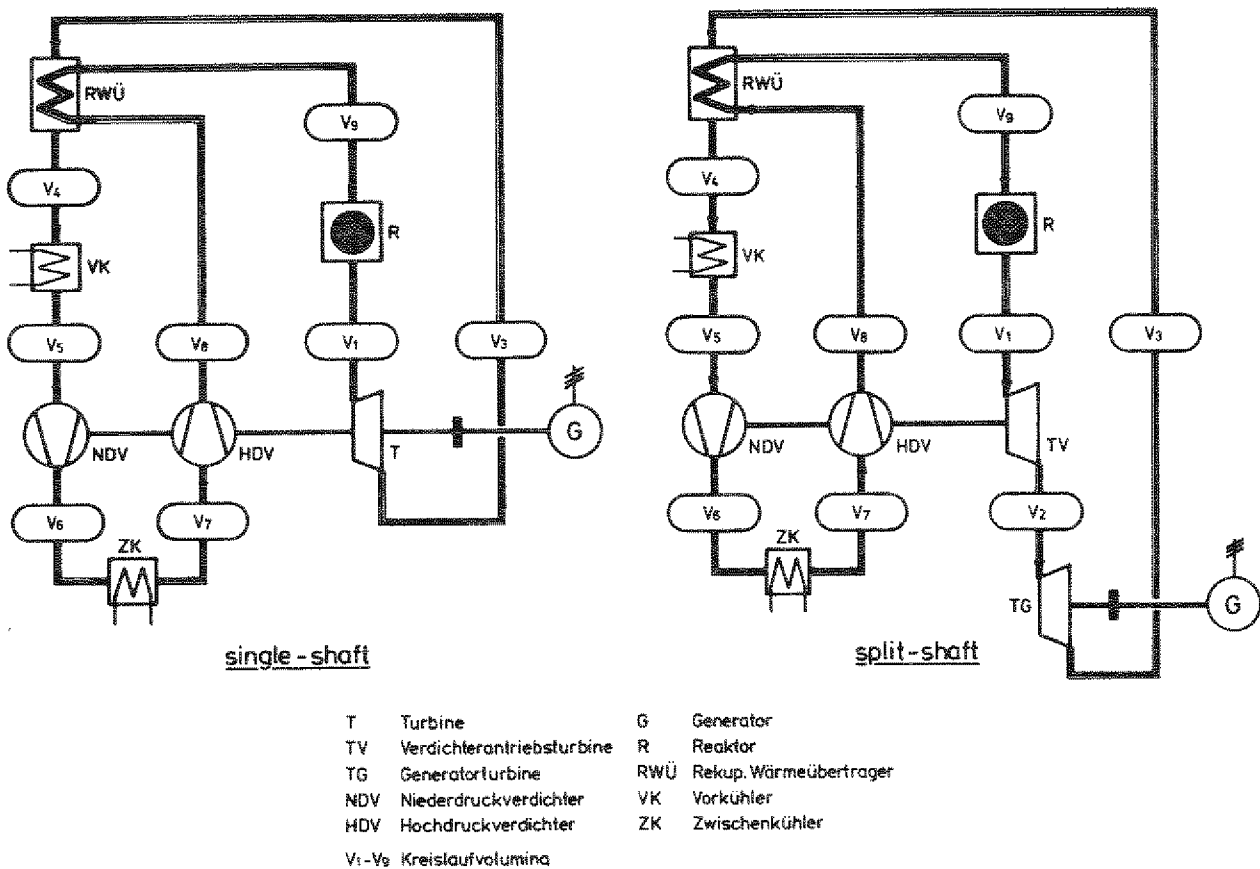


Abb. 31: Aufteilung der Kreislaufvolumina für single- und split-shaft

ponenten. Parallele Stränge sind dabei zu einem einzigen zusammengefaßt, da im Gegensatz zu Störfalluntersuchungen keine Unsymmetrie angenommen wird. Im Reaktorbereich ist das Heißgasplenum und die untere Hälfte des Core-Leervolumens dem Volumen V<sub>1</sub>, das Kaltgasplenum und die obere Hälfte des Core-Leervolumens dem Volumen V<sub>9</sub> zugeordnet. Gegenüber [24, 40] ist die Volumeneinteilung um das Volumen V<sub>6</sub> im Bereich zwischen den Verdichtern erweitert.

Die zwischen den Volumina fließenden Massenströme werden aus den Turbomaschinencharakteristiken bzw. über den Strömungswiderstand von Reaktor, Apparaten und Rohrleitungen ermittelt. Bei der Berechnung der Turbinen- und Verdichtermassenströme bleibt entsprechend der quasistationären Betrachtungsweise der Maschinen der Einfluß der Trägheit des Arbeitsmediums unberücksichtigt. Im Gegensatz dazu wird die Gasträgheit bei der Strömung im Reaktor, in den Kühlern und auf HD- und ND-Seite des RWD wie folgt erfaßt.

Vermindert man die zwischen zwei benachbarten Speichervolumina anstehende Gesamtdruckdifferenz  $\Delta p_{\text{ges.}}$  um den Reibungsdruckverlust  $\Delta p_R$ , so ergibt sich die für Beschleunigungs- bzw. Verzögerungswirkung zur Verfügung stehende Druckdifferenz  $\Delta p_B$ , also

$$\Delta p_B = \Delta p_{\text{ges.}} - \Delta p_R \quad (6.1)$$

Drückt man die Beschleunigung  $b$  des Arbeitsmittels als Ableitung der Geschwindigkeit  $c$  bzw. des auf einen mittleren repräsentativen Querschnitt  $F$  bezogenen Volumenstromes aus, so ist

$$b = \frac{dc}{dt} = \frac{R}{F} \cdot \frac{d}{dt} \left( \frac{\dot{m} \cdot T}{p} \right) \quad (6.2)$$

Andererseits ist die Beschleunigung der Quotient aus der beschleunigenden Kraft  $K$  und der zu beschleunigenden Masse  $M$ , also:

$$b = \frac{K}{M} = F \cdot \Delta p_B \cdot \frac{R \cdot T}{p \cdot V} \quad (6.3)$$

Setzt man an, daß der repräsentative Querschnitt  $F$  sich als Quotient aus dem Volumen  $V$  und einer mittleren Stromfadenlänge  $l$  der zu beschleunigenden Gassäule ergibt, daß also  $F = V/l$  ist, so folgt aus (6.2) und (6.3)

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\dot{m} \cdot T}{p} \right) = \frac{F}{l} \cdot \frac{T}{p} \cdot \Delta p_B \quad (6.4)$$

und durch weiteres Umformen

$$\frac{dm}{dt} = \frac{F}{l} \cdot \Delta p_B - \dot{m} \cdot \frac{p}{T} \cdot \frac{d}{dt} \left( \frac{T}{p} \right). \quad (6.5)$$

Die Lösung dieser Differentialgleichung liefert die Änderung des Massenstromes mit der Zeit unter Berücksichtigung der Trägheit des strömenden Mediums. Bei dieser Methode werden Laufzeiten des Arbeitsmediums aufgrund der vorher vorgenommenen Ortsdiskretisierung nicht erfaßt. Eine exakte Behandlung würde die vollständige Lösung der entsprechenden Differentialgleichung nach Zeit und Ort erfordern.

Sind aus den oben genannten Gleichungen die zwischen den Volumina  $V_1$  bis  $V_9$  überströmenden Massen bekannt, so gewinnt man die zu einem Zeitpunkt  $t$  in dem Volumen  $V_i$  befindliche Gasmenge  $M_i$  aus einer über die Zeit integrierten Bilanz der zu- und abfließenden Massenströme  $\dot{m}_{i,zu}$  bzw.  $\dot{m}_{i,ab}$  zu

$$M_i = M_{i0} + \int_{t_0}^t (\dot{m}_{i,zu} - \dot{m}_{i,ab}) dt. \quad (6.6)$$

Darin ist  $t_a$  der Anfangszeitpunkt des untersuchten Zeitraumes und  $M_{i,a}$  der entsprechende Anfangswert der Gasmenge.

Für die Drücke in den einzelnen Volumina gilt nach dem Gasgesetz

$$p_i = \frac{R \cdot M_i \cdot \bar{T}_i}{V_i} \quad (6.7)$$

mit der Gaskonstanten  $R$  und der mittleren Volumentemperatur  $\bar{T}_i$ . Für diese mittlere Volumentemperatur ist ein gegenüber [24,40] verbessertes Berechnungsverfahren eingeführt. Dabei wird jedes einzelne der Volumina  $V_i$  [ $i = 1 \dots 9$ ] in  $n$  Teilvolumina  $V_{i,k}$  [ $k = 1 \dots n$ ] mit den Temperaturen  $T_{i,k}$  aufgeteilt und die mittlere Volumentemperatur entsprechend der Beziehung

$$\bar{T}_i = \frac{V_i}{\sum_{k=1}^n V_{i,k} / T_{i,k}} \quad (6.8)$$

ermittelt. Dieser Mittelwert ist der Temperaturwert, der sich bei vollständiger Durchmischung im jeweiligen Volumen einstellen würde.

Speziell für Untersuchungen zum Lastabwurf bei der single-shaft-Variante enthält das Rechenmodell die Differentialgleichung

$$\tau_D \cdot \frac{dF_{Byp}^*}{dt} + F_{Byp}^* = V_R \cdot \left( \frac{n-n_0}{n_0} + \frac{1}{\tau_N} \cdot \int \frac{n-n_0}{n_0} dt \right) \quad (6.9)$$

Diese beschreibt, ähnlich wie auch in [41] dargestellt, in welcher Weise beim Lastabwurf der relative Bypaßquerschnitt  $F_{Byp}^*$  durch einen proportional-integralen Regler (PI-Regler) mit Verzögerung erster Ordnung in Abhängigkeit von der relativen Drehzahlabweichung  $(n-n_0)/n_0$  geregelt wird. Als Reglerparameter treten in dieser Gl. (6.9) die Verzögerungszeitkonstante  $\tau_D$ , der Verstärkungsfaktor  $V_R$  und die sogenannte Nachstellzeit  $\tau_N$  auf. Ziel dieser Drehzahlregelung ist, die Drehzahl nach Lastabwurf möglichst schnell auf ihren Nennwert zurückzuführen und dort stabil zu halten.

Zur numerischen Auswertung ist das Gleichungssystem in Form der FØRTRAN-Rechenprogramme CØDYGA/SIS und -/SPS (Control Dynamics of Gasturbine Cycles with Single-Shaft Turbine Arrangement bzw. - with Split-Shaft Turbine Arrangement) programmiert. Diese Digitalrechenprogramme sind in [42] näher erläutert. Sie basieren wie bereits erwähnt auf einer Zeitschrittmethode, wobei die Zeitschrittweite hier konstant mit  $10^{-3}$  s angesetzt ist. Rechnungen mit veränderter Zeitschrittweite zeigen, daß bereits mit einem Wert von  $10^{-2}$  s eine ausreichende Lösungsgenauigkeit erzielt wird, während eine Verkleinerung der Schrittweite unter  $10^{-3}$  s nur noch zu einer Erhöhung der Rechenzeit führt.

Die Effizienz bzw. Wirtschaftlichkeit eines Dynamik-Rechenprogramms ist gekennzeichnet durch das Verhältnis von Rechenzeit (CPU-Time) zu dem untersuchten Zeitbereich (Realtime). Dieses Verhältnis CPU-/Realtime liegt im vorliegenden Falle bei Benutzung der Rechenanlage IBM/370-168 bei Werten von ca. 2,5./ 3,5. Diese Größenordnung ist so günstig, daß auch umfangreiche Parameterstudien, wie sie für die im folgenden beschriebenen Untersuchungen notwendig waren, mit relativ niedrigen Rechenkosten durchführbar sind.

### 6.3 Charakteristische Transienten bei Gaseinspeise- und -entnahmevorgängen

Im folgenden wird am Beispiel einer hochdruckseitigen Gasentnahme das spezifische Verhalten des GT-Kreislaufes bei Druckpegeländerungen gezeigt. Weiterhin wird der Einfluß der für die Regelung interessierenden Einspeise- bzw. Entnahmestellen auf der HD- und ND-Seite erläutert. Daraus wird eine Möglichkeit für schnelle Leistungssteigerungen zum Zwecke der Frequenzstützung abgeleitet. Diese Zusammenhänge werden zunächst für die single-shaft-Schaltung diskutiert. Anschließend wird das entsprechende Verhalten der split-shaft-Variante gegenübergestellt.

#### 6.3.1 single-shaft-Schaltung der Turbomaschine

Das transiente Verhalten des Kreislaufes bei Druckpegeländerungen ist anhand eines kennzeichnenden Beispiels in Abb. 32 dargestellt. Dabei wird ausgehend vom Nennbetriebszustand zur Zeit  $t = 0$  s eine Entnahmeleitung hinter dem HD-Verdichter-Austritt sprunghaft geöffnet. Dadurch wird ab  $t = 0$  s kontinuierlich Helium aus dem Kreislauf entnommen und zwar mit einer hier als konstant angenommenen Entnahmerate von 0,5 %/s des momentanen Heliuminventars. Dieser Wert von 0,5 %/s entspricht mittleren Leistungsänderungsgeschwindigkeiten, die etwa zwei- bis viermal so hoch sind wie die in 2.4 geforderten Werte. Er ist so groß gewählt, um die im folgenden diskutierten Zusammenhänge in ihrer Größe besser erkennbar zu machen.

Aufgetragen sind über der Zeit  $t$  in Bild A die Drücke an den Ein- und Austritten der Verdichter bezogen auf das relative momentane Heliuminventar  $M_{He}^*$ , in Bild B die Temperaturen an den HD- und ND-seitigen Ein- und Austritten des RWÜ, in Bild C die Massenströme in RWÜ und Reaktor bezogen auf  $M_{He}^*$  und in Bild D die relative Kupplungsleistung bezogen auf  $M_{He}^*$  sowie der Verlauf von  $M_{He}^*$  selbst. Die auf  $M_{He}^*$  bezogenen Drücke und die Temperaturen entfernen sich nach Einführen der Störung zur Zeit  $t = 0$  s geringfügig vom Anfangszustand und stellen sich innerhalb von etwa 2 s auf neue stationäre Werte ein. Etwas ausgeprägter ist der Einfluß der Störung auf die auf  $M_{He}^*$  bezogenen Werte für Massenströme und relative Kupplungsleistung. Das Oberschwingen und Oszillieren der entsprechenden Kurven ist auf die Trägheit des Arbeitsmediums zurückzuführen. Auch in diesem Falle stellen sich neue stationäre Werte ein. Allerdings dauert der Einstellvorgang hier etwa 5 s.

Untersucht man den Verlauf der entsprechenden Größen bei den verschiedenen Gaseinspeisevorgängen, so findet man ebenfalls, daß sich nach einer Über-

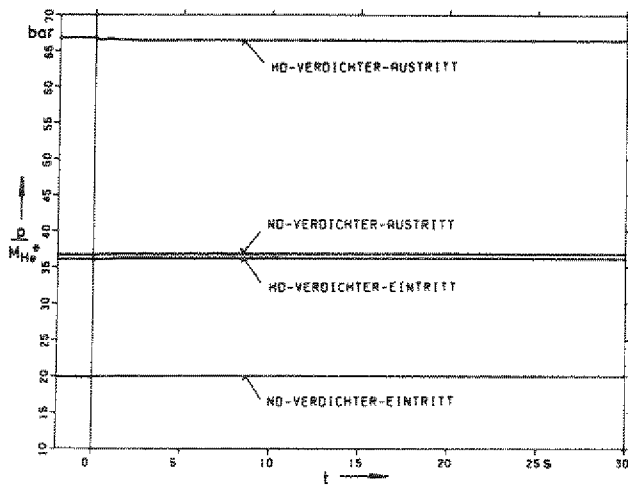


BILD A: DRUCKE BEZOGEN AUF RELATIVES HELIUM-INVENTAR

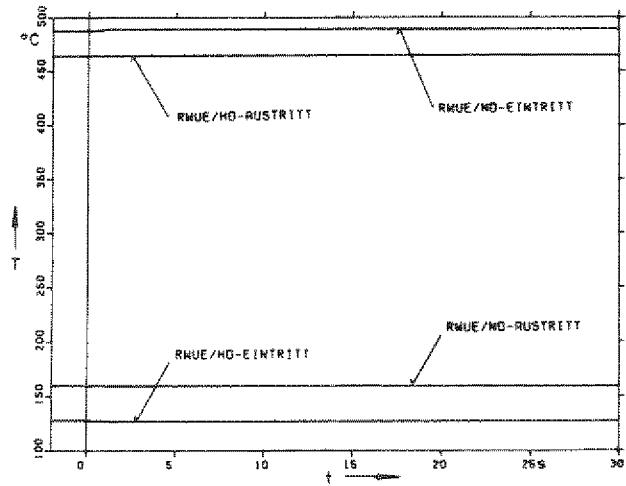


BILD B: KREISLAUFTEMPERATUREN

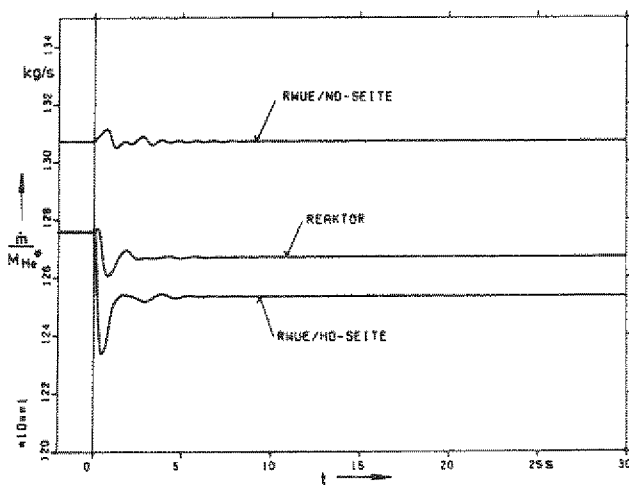


BILD C: MASSENSTRÖME BEZOGEN AUF RELATIVES HELIUM-INVENTAR

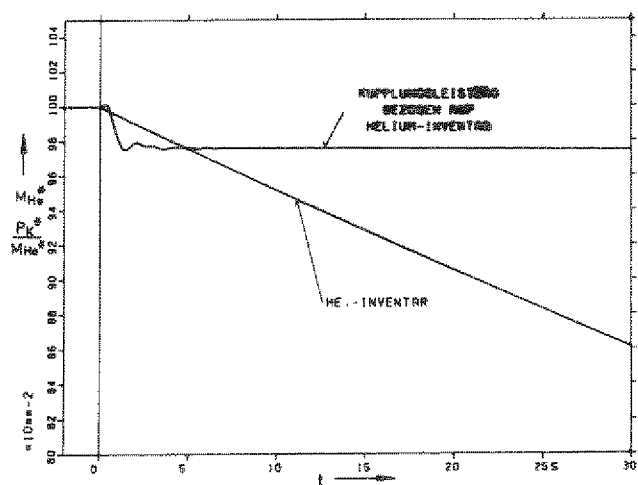


BILD D: RELATIVES HELIUM-INVENTAR UND RELATIVE KUPPLUNGSLEISTUNG BEZOGEN AUF RELATIVES HELIUM-INVENTAR

**Abb. 32:** Hochdruckseitige Gasentnahme mit einer Entnahmerate von 0,5 %/s [zwei- bis viermal größer, als nach 2.4 erforderlich]

gangszeit von ca. 2 ./ 5 s stationäre Verhältnisse einstellen. Damit kann man - von der genannten Übergangszeit abgesehen - den Zustand des Kreislaufes bei Gaseinspeise- und -entnahmevorgängen bezeichnen als einen quasi-stationären Zustand, bei dem sich Drücke, Massenströme und Leistungen proportional zum Heliuminventar verändern.

Das in Abb. 32/Bild D gezeigte Verhältnis  $p_K^*/M_{He}^*$  stellt sich stationär auf einen Wert unter 1 ein. Das bedeutet, daß die abnehmende Leistung dem



abnehmenden Helium-Inventar voraussetzt. Der Einfluß der Einspeise- bzw. Entnahmestelle auf diesen Effekt ist in Abb. 33 näher untersucht und zwar in Bild A für die bereits beschriebene HD-seitige Gasentnahme und in Bild B, C und D für eine ND-seitige, MD-seitige bzw. HD-seitige Gaseinspeisung. In

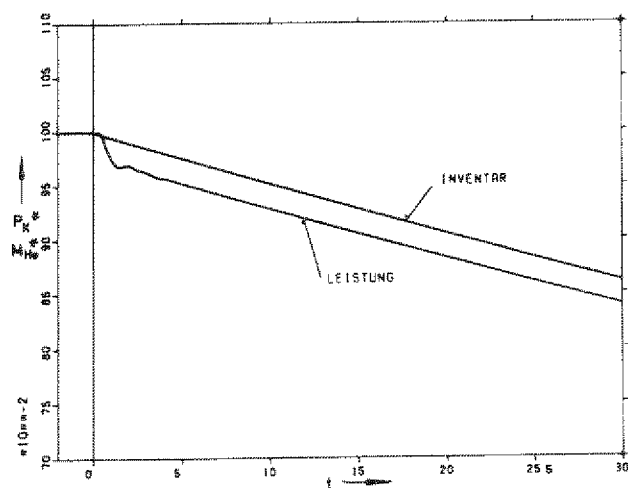


BILD A: GASENTNAHME HINTER HD-VERDICHTER

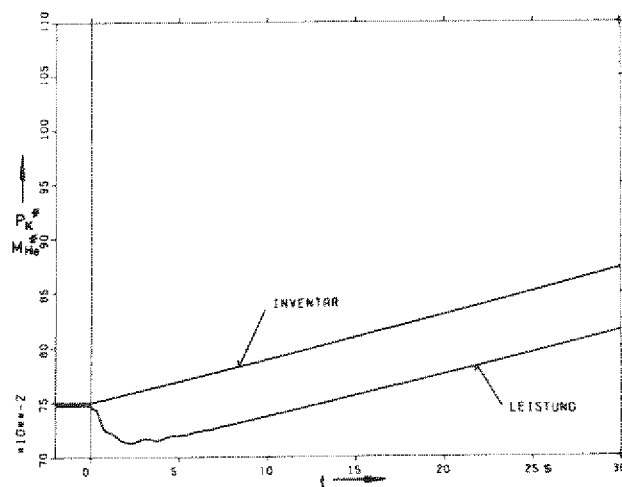


BILD B: GASEINSPEISUNG VOR ND-VERDICHTER

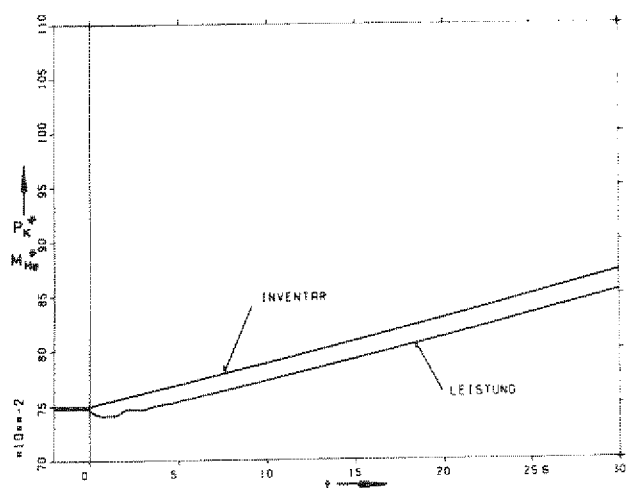


BILD C: GASEINSPEISUNG VOR HD-VERDICHTER

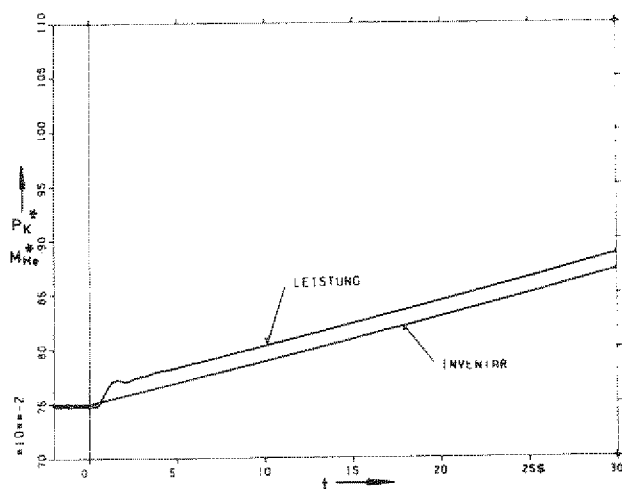


BILD D: GASEINSPEISUNG HINTER HD-VERDICHTER

Abb. 33: Einfluß der Einspeise- bzw. Entnahmestelle auf Vor- bzw. Nachteile von Leistung gegenüber He-Inventar (Einspeise- bzw. Entnahmerate jeweils 0,5 %/s)

allen Fällen werden die Ventile in den Einspeise- bzw. Entnahmeleitungen sprunghaft so geöffnet, daß sich eine Einspeise- bzw. Entnahmerate von 0,5 %/s des momentanen Helium-Inventars einstellt. Bei den Einspeisungen

B, C und D entsprechen die stationären Anfangswerte einem Betriebszustand bei 75 % Kreislauffüllung.

In Bild A wird das bereits erwähnte Vorseilen der Abnahme der Leistung gegenüber der des Inventars deutlich. Ursache dafür ist, daß das dem Kreislauf entnommene Gas noch Kompressionsarbeit aufnimmt, die in der Turbine nicht mehr zurückgewonnen wird. Bei der in Bild B gezeigten Einspeisung vor dem ND-Verdichter geht die Leistung trotz ansteigender Kreislauffüllung zunächst um etwa 3,5 % zurück und steigt erst danach, dem Inventar um 6,6 % nacheilend an. Dieses Verhalten erklärt sich daraus, daß an dem eingespeisten Helium zunächst Kompressionsarbeit geleistet werden muß, bevor es an dem geschlossenen Kreisprozeß teilnimmt. Erwartungsgemäß ist bei einer Einspeisung vor dem HD-Verdichter das Verhalten qualitativ das gleiche wie im Fall B, jedoch sind der Leistungseinbruch und der Nacheileffekt quantitativ weniger stark ausgeprägt, wie aus Bild C zu ersehen ist. Verlegt man nun die Einspeisestelle auf die HD-Seite an den HD-Verdichter-Austritt, so bedeutet das, daß die Kompressionsarbeit an dem eingespeisten Gas bereits extern geleistet worden ist und diese nach einer kurzen Laufzeit des Gases durch RW0 und Reaktor in der Turbine wieder freigesetzt wird. Daraus folgt das in Bild D gezeigte schnelle Ansteigen der Leistung in den ersten 2 s und das darauf folgende Vorseilen des Anstiegs der Leistung gegenüber dem des Inventars.

Dieser letzte Effekt kann, wie später noch gezeigt wird, in Verbindung mit der Frequenzstützung vorteilhaft genutzt werden. Dagegen ist der bei ND-seitiger Gaseinspeisung auftretende Leistungseinbruch äußerst unerwünscht. Hier bietet sich die Möglichkeit an, durch ein langsames (anstatt schnelles) Öffnen der Einspeisequerschnitte - z.B. innerhalb von 5 ./ 10 s - den Leistungseinbruch auf ein tragbares Maß zu reduzieren.

Die Größe des Vor- bzw. Nacheileffektes, der in dem sich stationär einstellenden Verhältnis  $P_K^* / M_{He}^*$  zum Ausdruck kommt, ist abhängig von dem Maß der eingeführten Störung, d.h. von der Einspeise- bzw. Entnahmerate. Dieser Zusammenhang ist in Abb. 34 wiedergegeben. Die Einspeise- bzw. Entnahmerate  $\dot{m}_E$  ist dabei in Prozent des Helium-Inventars  $M_{He}$  angegeben. Alle Kurven beginnen bei einer Einspeise- bzw. Entnahmerate von  $\dot{m}_E / M_{He} = 0$  mit dem Wert  $P_K^* / M_{He}^* = 1$ . Mit wachsendem  $\dot{m}_E / M_{He}$  nimmt außer im Falle der HD-seitigen Einspeisung das Verhältnis  $P_K^* / M_{He}^*$  nahezu linear ab, bei HD-Einspeisung dagegen nimmt es progressiv zu.

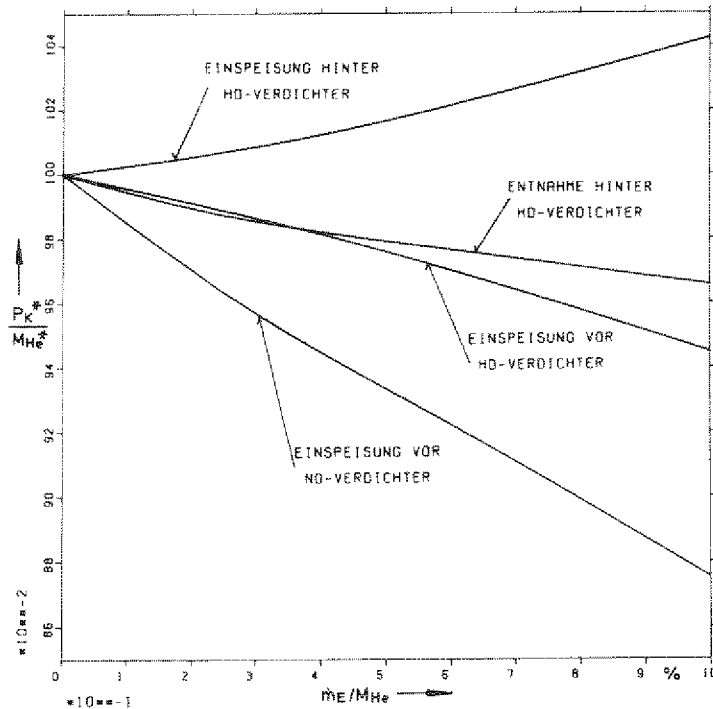


Abb. 34: Einfluß der Einspeise- bzw. Entnahmerate auf die Größe des Vor- bzw. Nacheffektes von Leistung gegenüber He-Inventar für verschiedene Einspeise- und Entnahmestellen

Zum Zwecke der Frequenzstützung werden von der Kraftwerksanlage schnelle Leistungssteigerungen bis zu 5 % der Nennleistung innerhalb von 2 s erwartet. Hierzu ist, wie schon angedeutet und durch die folgende Abb. 35 verdeutlicht, die HD-seitige Gaseinspeisung eine geeignete Maßnahme.

Dieser Abb. 35 liegt der folgende Vorgang zugrunde: Tritt zur Zeit  $t = 0$  s eine Leistungsnachfrage auf, so wird nach einer Totzeit von 0,1 s ein Einspeiseventil mit linear anwachsendem Öffnungsquerschnitt innerhalb einer Stellzeit von 0,3 s geöffnet. Das Ventil gibt eine Verbindung zwischen dem HD-Verdichter-Austritt und einem Hochdrucktank von  $70 \text{ m}^3$  Inhalt und einem Anfangsdruck von 150 bar frei. Der Ventilquerschnitt entspricht einem Anfangswert des Einspeisemassenstromes von  $100 \text{ kg/s}$  ( $\hat{=} 0,917 \text{ \%/s}$  des nominalen Helium-Inventars). Das Einspeiseventil wird wieder geschlossen, wenn eine Druckpegeländerung von 5 % erreicht ist. Die Untersuchung ist für Anfangsdruckpegel von 35, 50, 75 und 95 % durchgeführt.

Die Abb. 35 zeigt in Bild A den Verlauf der relativen Kupplungsleistung  $P_K^*$  und in Bild B den Verlauf des relativen Helium-Inventars  $M_{He}^*$ . Die gestrichel-

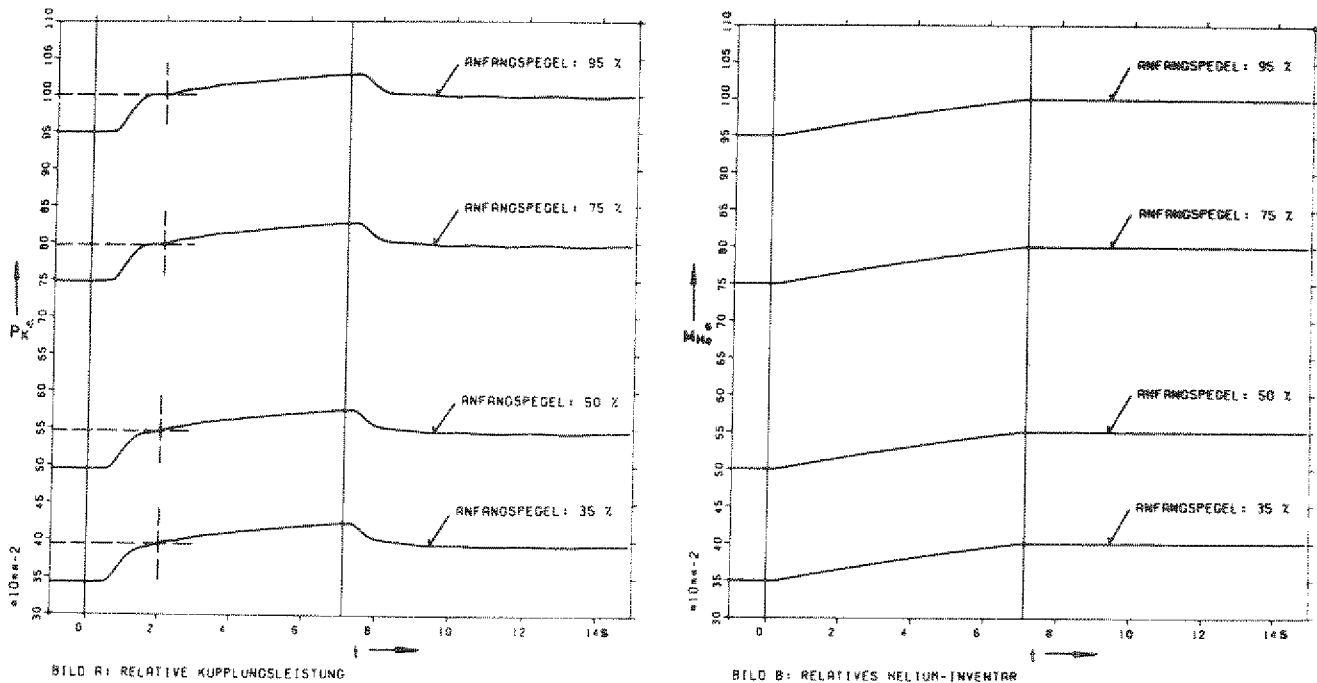


Abb. 35: Hochdruckseitige Gaseinspeisung zum Zwecke der Frequenzstützung (kritisches Überströmen aus Hochdrucktank mit  $V_T = 70 \text{ m}^3$  und  $P_{T0} = 150 \text{ bar}$  / Anfangswert:  $\dot{m}_{T80} = 100 \text{ kg/s}$ )

ten Markierungen in Bild A weisen aus, daß der in 2.4 geforderte Leistungsanstieg von 5 % in 2 s bei allen Anfangsdruckpegeln erreicht wird. Nach Erreichen dieses Leistungsanstiegs wird weiter eingespeist, bis zur Zeit  $t = 7,1 \text{ s}$  (senkrechte Linie) eine Druckpegeländerung von 5 % erreicht ist, die auch im stationären Endzustand eine Leistungsänderung von 5 % liefert. Dabei steigt im Bereich  $2 \text{ s} \leq t \leq 7,1 \text{ s}$  die Leistung über den geforderten Wert hinaus weiter an. Dieses Verhalten kommt dem Ziel, die Frequenz zu stützen, zusätzlich entgegen. Nach Schließen des Einspeiseventils stellt sich im Kreislauf innerhalb von wenigen Sekunden der stationäre Endzustand ein. Dabei geht die Leistung auf einen Wert, der entsprechend dem Druckpegel um 5 % der Nennleistung über dem Anfangswert liegt, zurück, wie aus Abb. 35 ersichtlich ist.

### 6.3.2 split-shaft-Schaltung der Turbomaschine

Im folgenden wird das Verhalten des split-shaft-Systems anhand einiger Beispiele erläutert. Die dabei untersuchten Vorgänge entsprechen den bereits für das single-shaft-System beschriebenen. Die Diskussion der Ergebnisse beschränkt sich im wesentlichen darauf, die Unterschiede im Verhalten der beiden Systeme aufzuzeigen.

Zunächst ist in Abb. 36 der Verlauf einiger kennzeichnender Kreislaufgrößen bei hochdruckseitiger Gasentnahme mit einer wieder als konstant angenommenen Entnahmerate von 0,5 %/s gezeigt. Dieser Wert von 0,5 %/s liegt ebenso wie bei der single-shaft-Schaltung zwei- bis viermal über dem nach 2.4 erforderlichen Wert, um die Transienten besser erkennbar zu machen. Vergleicht

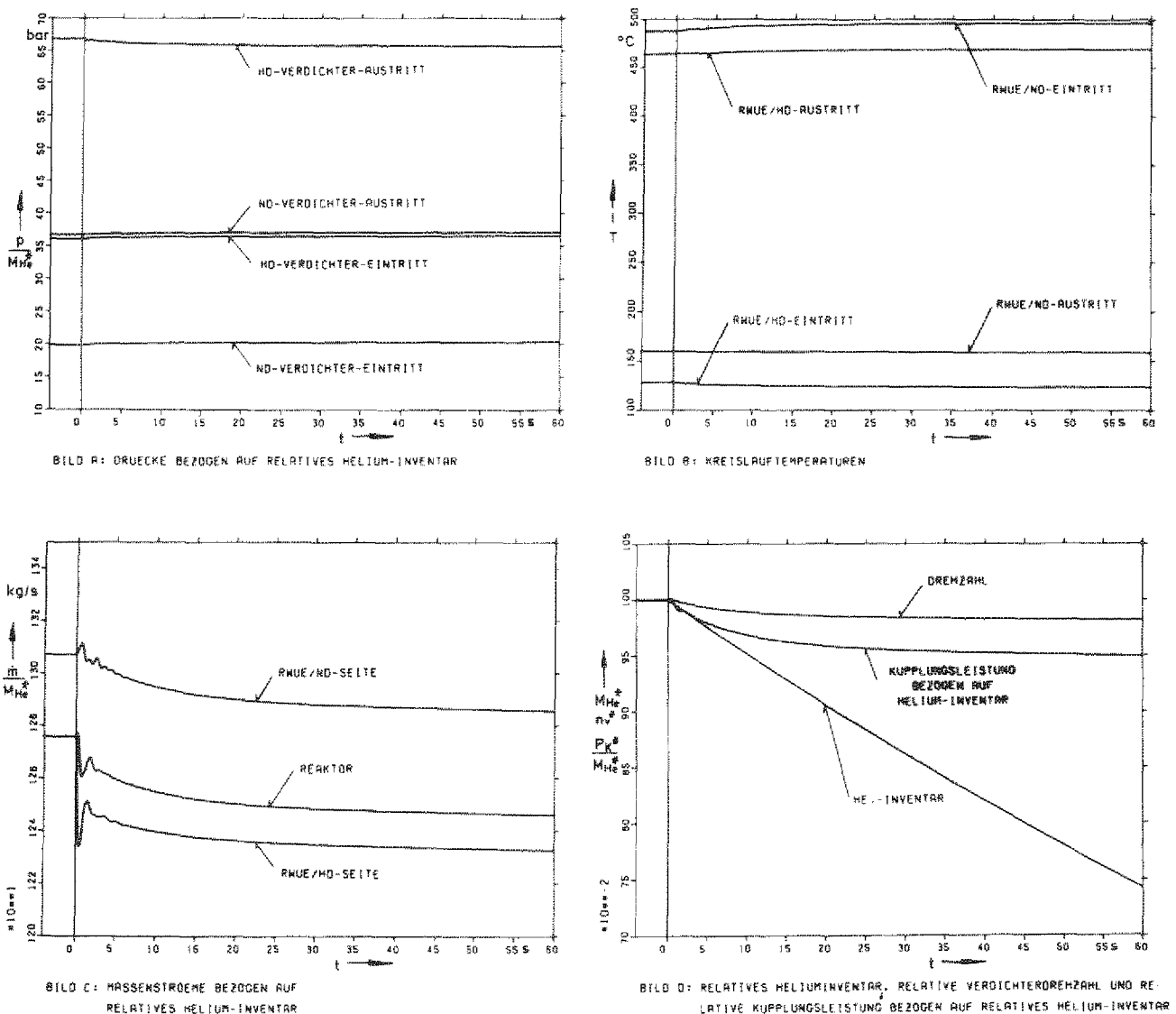


Abb. 36: Hochdruckseitige Gasentnahme mit einer Entnahmerate von 0,5 %/s [zwei- bis viermal größer, als nach 2.4 erforderlich]

man die Abb. 36 mit der entsprechenden, für single-shaft gültigen Abb. 32, so fällt auf, daß sich die auf das relative Helium-Inventar bezogenen Drücke, Massenströme und Leistungen im Gegensatz zum single-shaft-System nicht nach wenigen Sekunden auf stationäre Werte einstellen. Diese Tendenz ist auf den Einfluß der veränderlichen Verdichter-drehzahl (s. Abb. 36/Bild D) zurückzuführen. Sie tritt in ähnlicher Form auch bei den verschiedenen Einspeisevorgängen auf, so daß es beim split-shaft-System nicht möglich ist, die Verhältnisse bei Druckpegeländerungsvorgängen auf eine quasistationäre Betrachtungsweise zurückzuführen.

Untersucht man in gleicher Weise wie bei der single-shaft-Anlage den Einfluß der Einspeise- bzw. Entnahmestelle, so ergeben sich die in Abb. 37

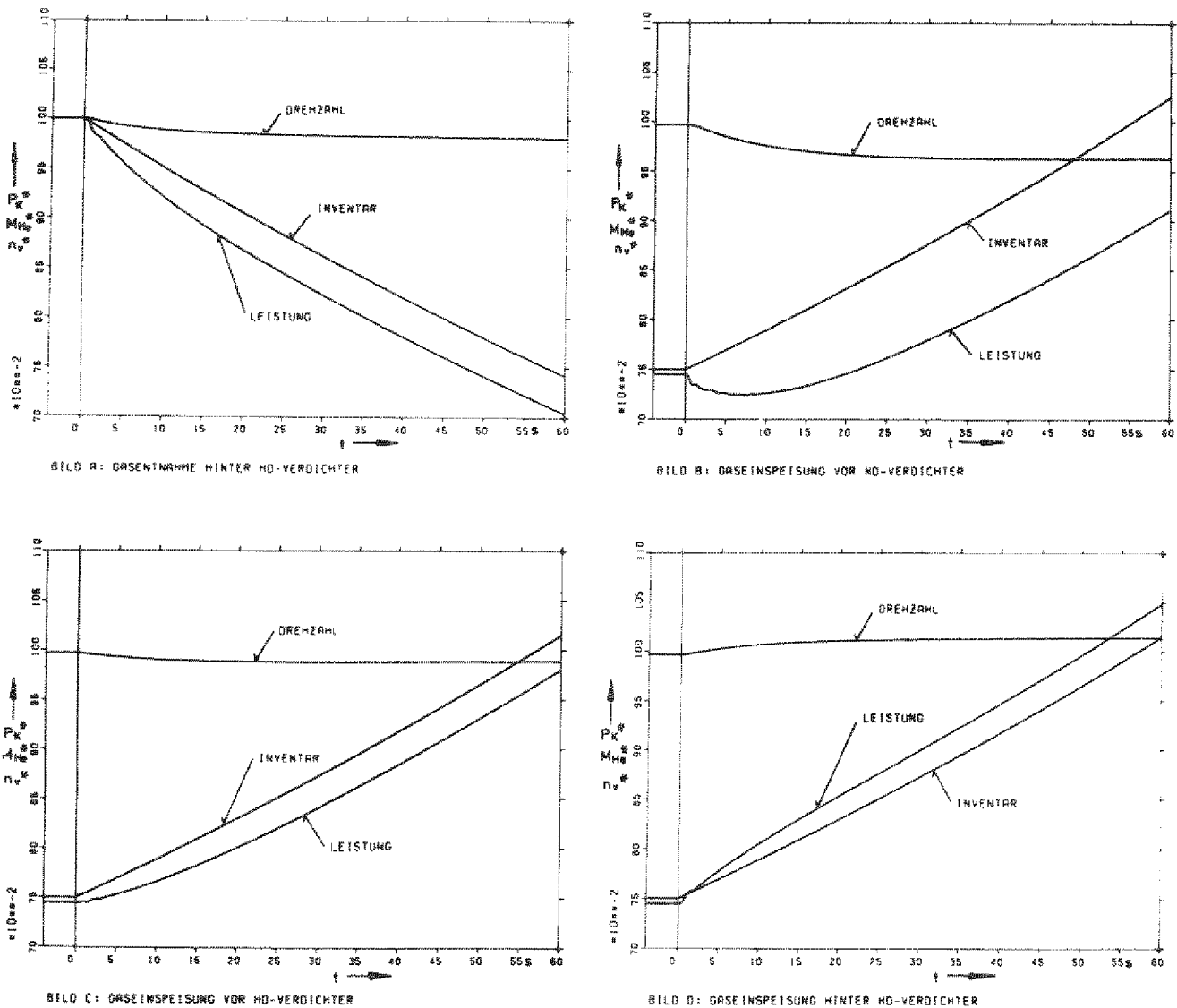
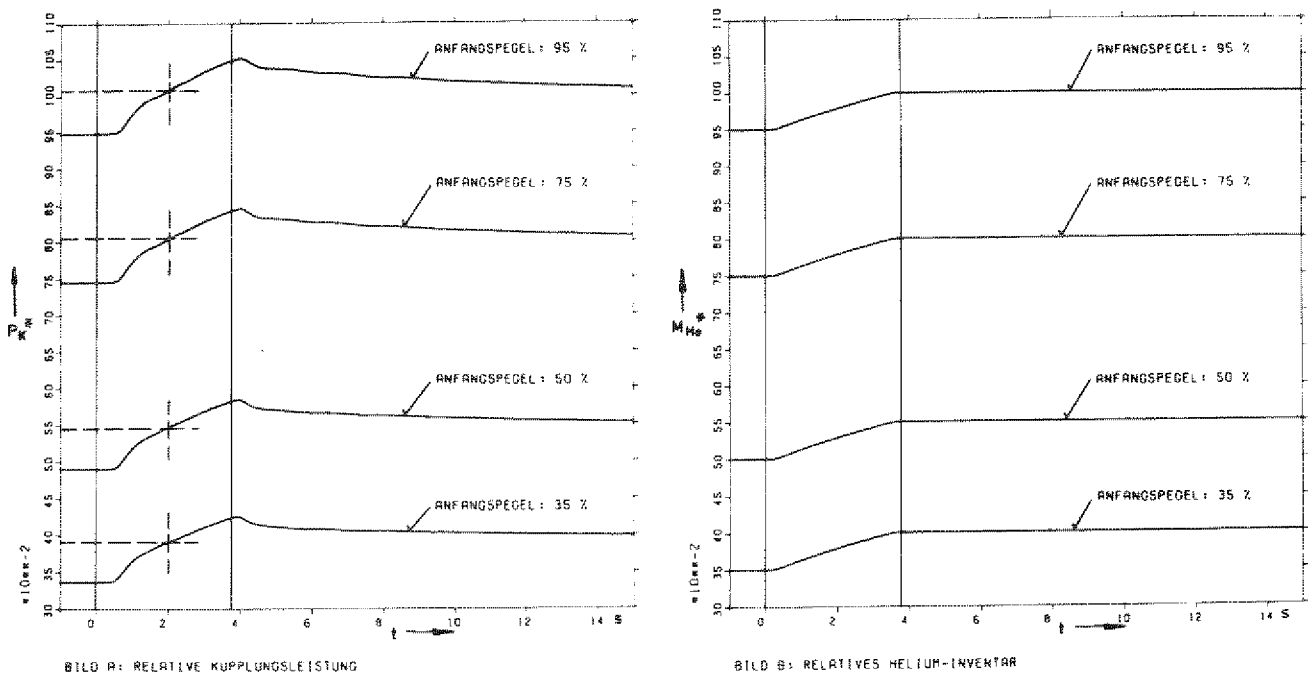


Abb. 37: Einfluß der Einspeise- bzw. Entnahmestelle auf Vor- bzw. Nachteile von Leistung gegenüber He-Inventar (Einspeise- bzw. Entnahmerate jeweils 0,5 %/s)

gezeigten Verläufe für die relative Kupplungsleistung  $P_K^*$ , das relative Helium-Inventar  $M_{He}^*$  und die relative Verdichterdrehzahl  $n^*$ . Ein Vergleich mit den Resultaten des single-shaft-Systems (s. Abb. 33) zeigt, daß zwar qualitativ der gleiche Effekt des Vor- bzw. Nacheilens der Leistung gegenüber dem Inventar auftritt, daß jedoch beim split-shaft-System sich dieser Effekt mit fortlaufender Zeit und damit zunehmender Drehzahlabweichung immer stärker bemerkbar macht. Andererseits ist vor allem bei der HD-seitigen Gaseinspeisung die in den ersten 2 s erzielte Leistungsänderung bei gleicher Einspeiserate nur etwa halb so groß wie bei single-shaft. Das läßt darauf schließen, daß die split-shaft-Schaltung bei der Frequenzstützung ungünstigere Verhältnisse aufweist.

Die letzte Aussage wird durch die folgende Abb. 38 bestätigt. Dieser Abb. 38 liegt der gleiche Vorgang, wie in Abb. 35 für das single-shaft-System gezeigt,



**Abb. 38:** Hochdruckseitige Gaseinspeisung zum Zwecke der Frequenzstützung (kritisches Überströmen aus Hochdrucktank mit  $V_T = 70 \text{ m}^3$  und  $P_{T0} = 150 \text{ bar}$  / Anfangswert:  $m_{T80} = 200 \text{ kg/s}$ )

zugrunde; jedoch ist der Anfangswert der Einspeiserate mit  $200 \text{ kg/s}$  bei split-shaft doppelt so hoch als bei single-shaft gewählt. Wie aus Abb. 38/ Bild A hervorgeht, liegt die in den ersten 2 s erzielte Leistungsstei-

gerung  $\Delta P_K^*$  geringfügig über dem in 2.4 geforderten Wert von 5 %. Außerdem nimmt dieses  $\Delta P_K^*$  mit wachsendem Anfangsdruckpegel anders als beim single-shaft-System etwas zu. Der Einstellvorgang auf einen neuen stationären Zustand nach Schließen der Einspeiseöffnung verläuft bei split-shaft erheblich langsamer. Für diese beiden letztgenannten Effekte ist wieder der Einfluß der veränderlichen Verdichterdrehzahl verantwortlich.

Die Anforderungen von Seiten der Frequenzstützung können somit auch bei einer split-shaft-Anlage erfüllt werden, allerdings nur bei einer Verdoppelung der Einspeiserate und damit der Einspeisequerschnitte im Vergleich zur single-shaft-Ausführung.

#### 6.4 Charakteristische Transienten beim Öffnen und Schließen von Bypässen

Im folgenden werden transiente Vorgänge beschrieben, die durch das Öffnen und Schließen von Bypässen hervorgerufen werden, wobei in allen Fällen im Gegensatz zu dem in 6.5 behandelten Lastabwurf der Generator mit konstanter Drehzahl am Netz bleibt.

##### 6.4.1 single-shaft-Schaltung der Turbomaschine

Bereits in 5.2 ist gezeigt, daß bei einer Bypaßregelung über die Bypässe B83 und B84 die Abweichungen der Reaktoreintrittstemperatur vom Nennzustand dann gering gehalten werden, wenn eine Kombination der beiden Bypässe, bei der der Massenstrom je zur Hälfte aufgeteilt wird, angewandt wird. Dieser Sachverhalt ist in Abb. 39 unter dem Gesichtspunkt der Temperaturtransienten am heißen Ende (d.h.: ND-Eintritt bzw. HD-Austritt) des RW0 untersucht.

Die Transienten werden hervorgerufen durch Öffnen und Schließen der in der Abb. 39 angegebenen Bypässe (Öffnungsbeginn:  $t = 0$  s, Schließbeginn:  $t = 15$  s, Stellzeit: 0,3 s). Die Öffnungsquerschnitte bzw. Bypaßmassenströme entsprechen jeweils einer 50-prozentigen Leistungsreduktion an der Turbomaschinenkupplung ausgehend vom Nennzustand. Abb. 39 zeigt in Bild A und B den Verlauf der Heliumtemperaturen am ND-Eintritt bzw. am HD-Austritt, in Bild C den Verlauf der Wandtemperatur am heißen Ende des RW0 und in Bild D



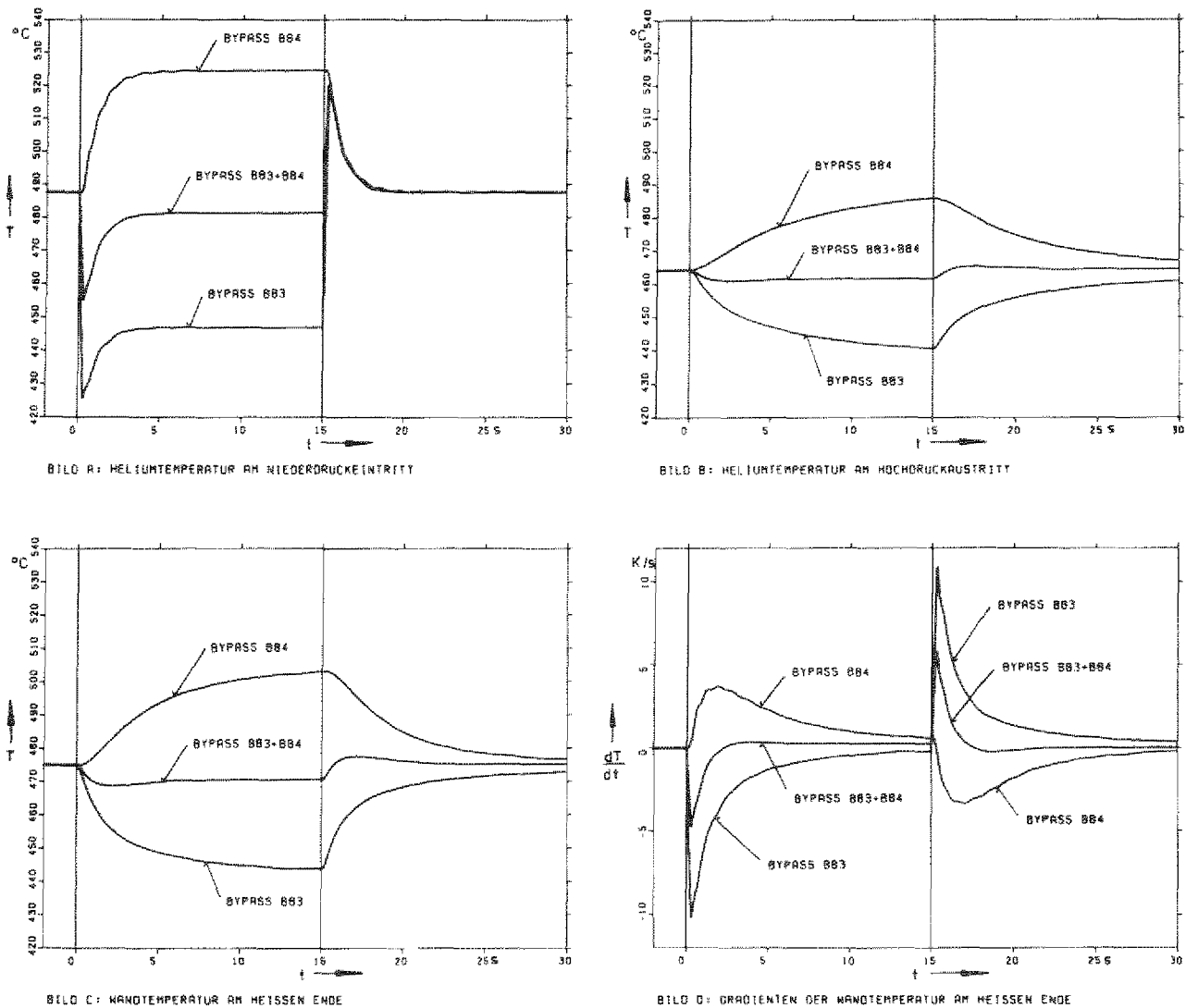


Abb. 39: Einfluß der Bypaßschaltung auf Temperaturen und Temperaturgradienten am Beispiel einer Leistungsänderung von  $\mp 50\%$

den Verlauf des zugehörigen zeitlichen Temperaturgradienten.

Die Temperatur am ND-Eintritt ergibt sich aus der Turbinenaustrittstemperatur und der Temperatur des zugemischten Bypaßmassenstromes. Daraus folgen in Verbindung mit den Massenströmen und den Wärmeübergangszahlen auf HD- und ND-Seite sowie mit der Wärmespeicherkapazität der Wand die in den Bildern B, C und D gezeigten Transienten. Aus Bild B und C ist zu ersehen, daß sich bei der Bypaßkombination B83 + B84 die geringsten Abweichungen vom Nennzustand ergeben. Die Spitzenwerte der Gradienten der Wandtempera-

tur liegen zwar bei der Kombination B83 + B84 um ca. 50 % höher als bei B84, jedoch stehen diese Spitzenwerte im Vergleich zu den bei B84 auftretenden Werten nur kurzzeitig an (siehe Abb. 39/Bild D). Damit ist anschaulich gezeigt, daß die Bypaßkombination B83 + B84 im Hinblick auf Temperaturbelastungen im RWO und auf den Verlauf der Reaktoreintrittstemperatur die günstigsten Resultate liefert. Allen weiteren Untersuchungen über die Bypaßregelung bei der single-shaft-Schaltung ist daher diese Bypaßkombination zugrunde gelegt.

Der Verlauf der wesentlichen Größen, die das Verhalten des Gasturbinenkreislaufes kennzeichnen, ist für den Fall einer Leistungsregelung über die Bypaßkombination B83 + B84 in der Abb. 40 zusammengestellt. Zur Zeit  $t = 0 \text{ s}$  werden ausgehend vom Nennbetriebspunkt die Bypässe mit einer Stellzeit von 0,3 s rampenförmig so weit geöffnet, daß sich ein neuer stationärer Betriebspunkt bei 50 % Kupplungsleistung einstellt. Zur Zeit  $t = 15 \text{ s}$  werden die Bypässe rampenförmig innerhalb von 0,3 s wieder geschlossen, so daß der Kreislauf wieder in seinen Ausgangszustand zurückkehrt. Die in Abb. 40 verwendete Indizierung der Kreislaufdrücke in Bild A und B, der Massenströme in Bild C und D und der Temperaturen in Bild E und F entspricht der in den T,s-Diagrammen (Abb. 9, 11 und 12) gewählten Bezeichnung der Kreislaufpunkte.

Grundsätzlich zeigt die Abb. 40, daß die transienten Vorgänge innerhalb von etwa 5 s nach Öffnen bzw. Schließen der Bypässe abgeschlossen sind, wenn man von unbedeutenden Temperaturtransienten im RWO absieht. Die Drücke  $p_3$  und  $p_8$  reagieren spontan auf die durch die Bypässe eingeleitete Störung, da in den entsprechenden Kreislaufvolumina die Bypässe münden bzw. abzweigen (s. Bild A und B). Die weiteren Kreislaufdrücke werden von der Störung nicht unmittelbar beeinflußt und bleiben zunächst noch ca. 0,2 ./ 0,5 s konstant. Ähnlich ist die Tendenz bei den Massenströmen in Bild C und D, jedoch beginnt hier der Änderungsvorgang etwas früher. Die leichten Schwingungen, die einzelnen Massenstromkurven im Bereich der ersten 2 ./ 3 s nach Auftreten der Störung überlagert sind, sind auf den Einfluß der Trägheit des Arbeitsmediums zurückzuführen. Der in Bild C gezeigte Bypaßmassenstrom  $\dot{m}_B$  nimmt nach Erreichen seines Maximalwertes bei  $t = 0,3 \text{ s}$  bedingt durch den absinkenden Druck  $p_8$  geringfügig ab.

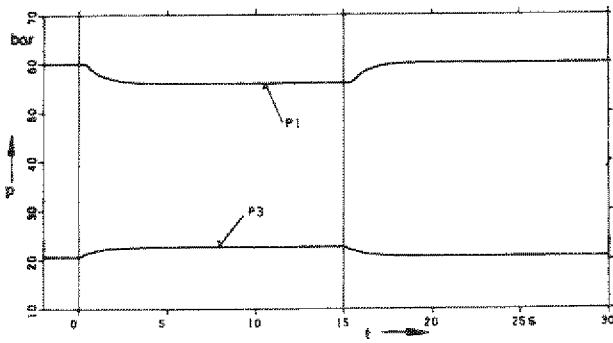


BILD A: KREISLAUFDRÜCKE (P1, P3)

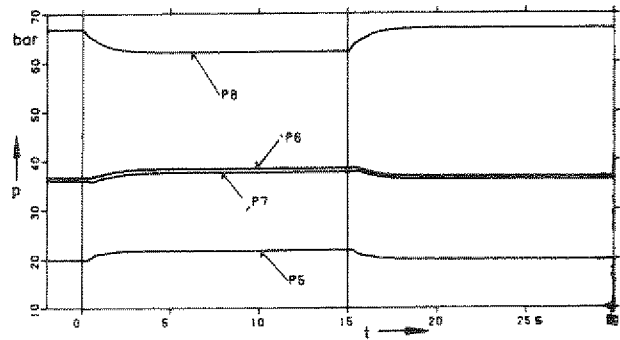


BILD B: KREISLAUFDRÜCKE (P5, P6, P7, P8)

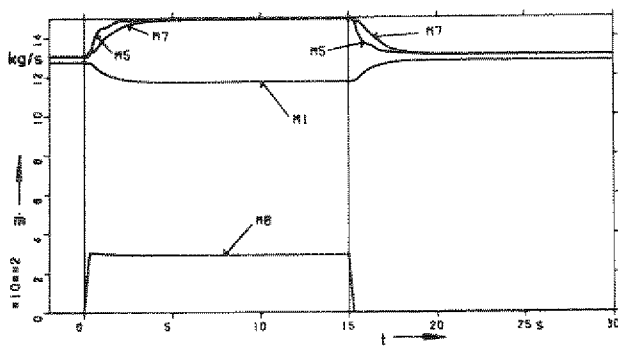


BILD C: KREISLAUFMASSENSTRÖME (M1, M5, M7, M8)

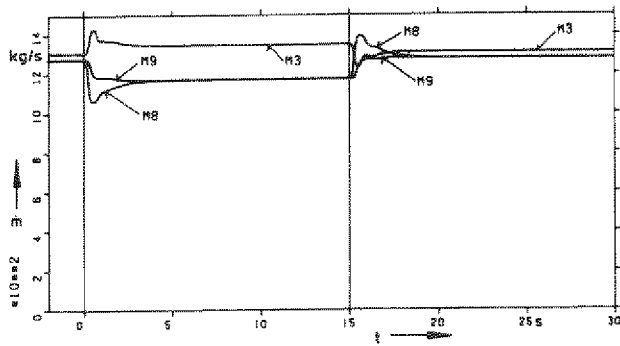


BILD D: KREISLAUFMASSENSTRÖME (M3, M6, M9)

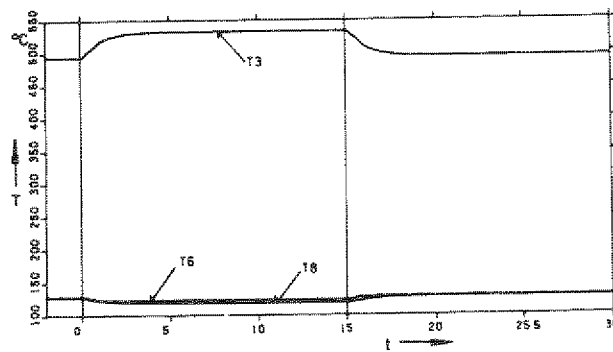


BILD E: KREISLAUFTEMPERATUREN (T3, T6, T8)

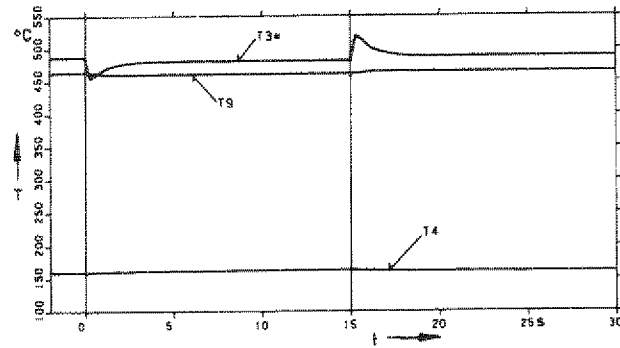


BILD F: KREISLAUFTEMPERATUREN (T3\*, T4, T9)

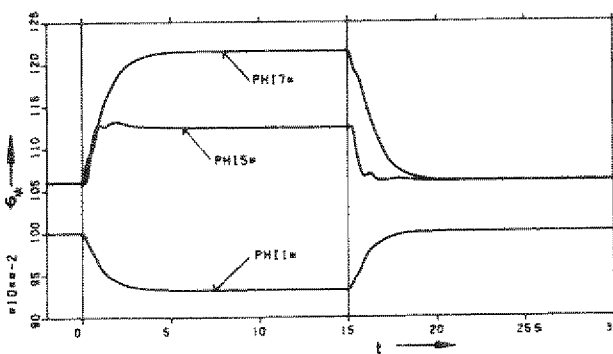


BILD G: BEZOGENE DURCHFLOSSKENNGRÖßEN (PH1\*, PH15\*, PH17\*)

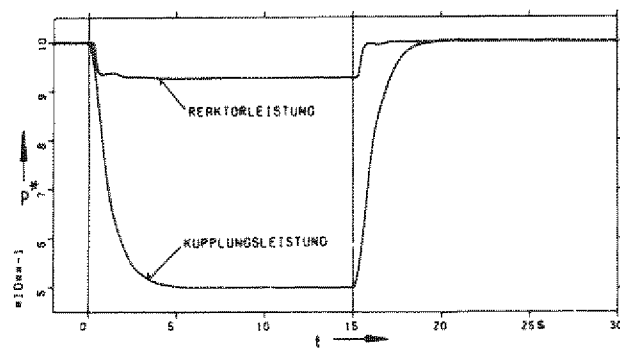


BILD H: RELATIVE LEISTUNGEN (PK\*, PR\*)

Abb. 40: Verlauf kennzeichnender Kreislaufgrößen bei einer Leistungsänderung von  $\pm 50\%$  hervorgerufen durch Öffnen und Schließen der kombinierten Bypässe B83 + B84

Durch das nach Öffnen der Bypässe absinkende Kreislaufdruckverhältnis verringern sich die Temperaturdifferenzen in den Turbomaschinen. Dadurch steigt entsprechend Bild E die Turbinenaustrittstemperatur um 38,8 K an, während die Verdichteraustrittstemperaturen um 4,8 K (ND-Verd.) bzw. 9,2 K (HD-Verd.) abfallen. Der Verlauf der in Bild F gezeigten Temperaturen  $T_3^*$  am ND-Eintritt des RWO und  $T_9$  am Reaktoreinlaß ist bereits bei der Beschreibung von Abb. 39 erläutert. Am ND-seitigen Austritt des RWO steigt die Temperatur  $T_4$  trotz absinkender HD-Eintrittstemperatur  $T_8$  geringfügig um 3,2 K an. Dieser Anstieg ist bedingt durch die unterschiedlichen Massenströme auf ND- und HD-Seite des RWO, für die sich ein Verhältnis von  $\dot{m}_{ND}/\dot{m}_{HD} = 1,15$  einstellt.

Die auf ihre Auslegungswerte bezogenen Durchflußkenngrößen  $\phi_1^*$  der Turbine und  $\phi_5^*$  bzw.  $\phi_7^*$  von ND- bzw. HD-Verdichter weisen den in Bild G gezeigten Verlauf auf. Während des transienten Zustandes nach Öffnen der Bypässe entfernen sich die Durchflußkenngrößen der Verdichter von ihren Auslegungswerten und von der Pumpgrenze, so daß kritische Betriebszustände in den Verdichtern auszuschließen sind. Abschließend ist in Bild H der Abb. 40 der Verlauf der Relativwerte von Reaktorleistung und Kupplungsleistung gezeigt. Hier wird vor allem die schnelle Reaktion der Leistungswerte auf die Bypaßregelvorgänge deutlich.

In Verbindung mit Komponentenauslegungen und Festigkeitsnachweisen, insbesondere für Kreislaufeinbauten wie z.B. Isolierungen, ist bisher die Frage nach den im Kreislauf auftretenden Druckgradienten unbeantwortet. Die Antwort auf diese Frage ist in den beiden folgenden Abbildungen gegeben, wobei das nichtintegrierte (NINT) und das integrierte (INT) Anlagenkonzept miteinander verglichen werden.

Untersucht man die in den einzelnen Kreislaufvolumina (entspr. Abb. 31) auftretenden Druck-Gradienten, so findet man, daß die größten HD-seitigen Werte im Volumen 8 und die größten ND-seitigen Werte im Volumen 3 auftreten. Der zeitliche Verlauf dieser Gradienten ist in Abb. 41 für die beiden Konzepte näher analysiert. Der Öffnungs- und Schließvorgang der Bypässe ist der gleiche wie bei Abb. 40 mit dem einzigen Unterschied, daß der Schließvorgang bereits zur Zeit  $t = 6$  s eingeleitet wird, da hier die Gradienten bereits auf  $dp/dt = 0$  bar/s zurückgegangen sind. Wie die Abb. 41 zeigt, treten nach dem Öffnen der Bypässe im Volumen 3 positive Gradienten, d.h. Druckaufbau, im Volumen 8 negative Gradienten, also Druckabfall auf; beim Schließen

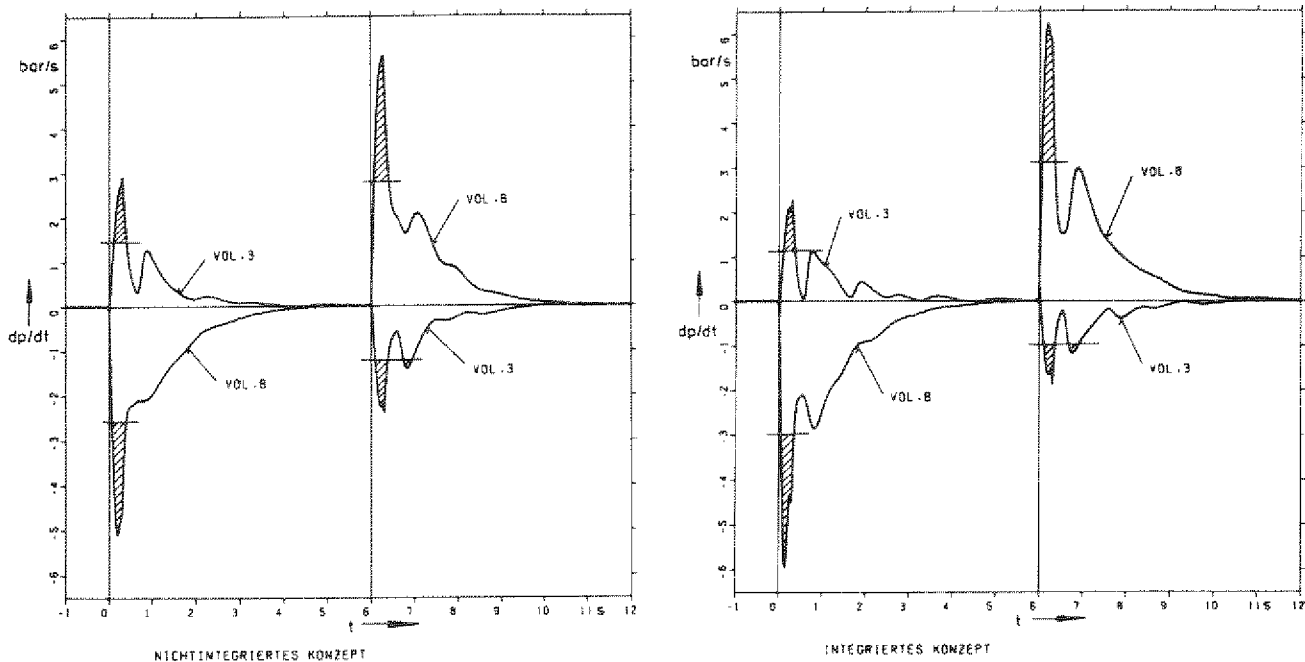


Abb. 41: Verlauf repräsentativer Druckgradienten auf Hoch- und Niederdruckseite (Regelvorgang: Öffnen und Schließen der Bypaßkombination B83 + B84 entsprechend einer Leistungsänderung von  $\pm 50\%$ )

der Bypässe sind die Verhältnisse umgekehrt. Die Maximalwerte treten im Volumen 3 zum Zeitpunkt der Beendigung des Öffnens oder Schließens der Bypaßventile auf, im Volumen 8 dagegen bereits bis zu 0,15 s früher. Definiert man die in Abb. 41 schraffiert eingetragenen Spitzen so, daß damit der Bereich umfaßt ist, in dem die Größe der Gradienten 50 % des jeweiligen Maximalwertes übersteigt, so zeigt sich, daß diese Spitzenwerte - von unbedeutenden Ausnahmen im Volumen 3 abgesehen - nur etwa 0,25 ./ 0,3 s anstehen. Von den Spitzenwerten aus fallen die Druckgradienten oszillierend innerhalb von etwa 5 s auf  $dp/dt = 0$  bar/s ab. Die Kurven für die beiden Konzepte weisen dabei große Ähnlichkeit auf.

Neben dem Verlauf der Druckgradienten sind vor allem die auftretenden Maximalwerte von Interesse. Diese sind von dem Maß der Störung, d.h. von der Größe der zu öffnenden bzw. zu schließenden Bypaßquerschnitte und damit von der zu erzielenden Leistungsänderung abhängig. Dieser Zusammenhang wird durch Abb. 42 veranschaulicht. Aufgetragen sind hier die Maximalwerte von  $dp/dt$  auf der HD-Seite (in Volumen 8) und auf der ND-Seite (in Volumen 3) in Abhängigkeit

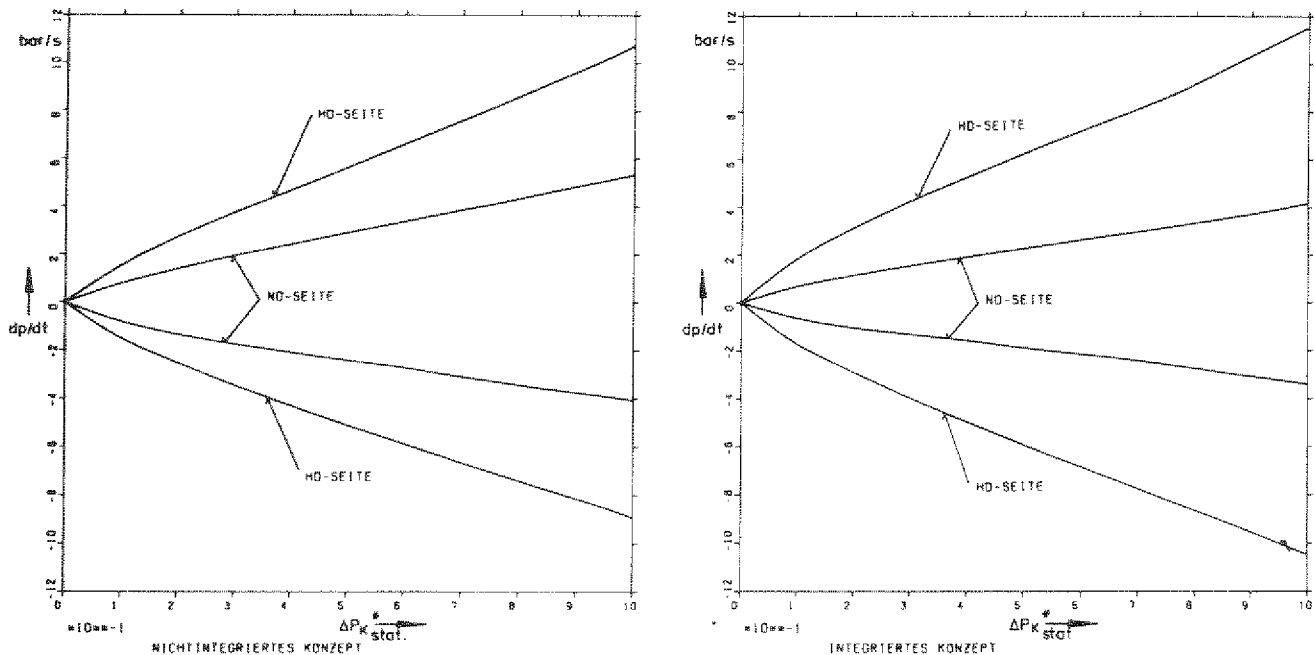


Abb. 42: Maximale Druckgradienten auf HD- und ND-Seite in Abhängigkeit von der relativen Leistungsänderung (hervorgerufen durch die Bypaßkombination B83 + B84)

von dem infolge der Bypaßregelung sich einstellenden stationären Endwert der relativen Leistungsänderung  $\Delta P_{K \text{ stat.}}^*$ . Die negativen Werte auf der HD-Seite und die positiven auf der ND-Seite gelten für das Öffnen der Bypässe, die positiven auf der HD-Seite und die negativen auf der ND-Seite für den Schließvorgang.

Ein Vergleich der beiden Bilder in Abb. 42 zeigt, daß die Gradienten auf der HD-Seite beim INT-Konzept um bis zu 17 % über denen des NINT-Konzepts liegen, während sie auf der ND-Seite beim INT-Konzept um bis zu 24 % kleiner sind. Die Ursache dafür ist das unterschiedliche Verhältnis von ND- zu HD-Volumen bei den beiden Bauweisen (Vergl. auch Tab. 2). Bedenkt man, daß für Isolierungen und sonstige Kreislaufeinbauten eine Druckabsenkung ( $dp/dt < 0$ ) im allgemeinen gefährlicher ist als ein Druckaufbau ( $dp/dt > 0$ ), so ist die Feststellung interessant, daß auf der HD-Seite die negativen Gradienten beim NINT-Konzept bis zu 16 % und beim INT-Konzept bis zu 8 % kleiner sind als die entsprechenden positiven Werte. Auf der ND-Seite sind diese Verhältnisse noch günstiger, allerdings sind hier die Gradienten ohnehin wesentlich niedriger als auf der HD-Seite. Die maximalen Druckgra-

dienten, die bei einer Leistungsänderung von  $\Delta p_{K \text{ stat.}}^* = 100\%$  auftreten, liegen bei 10,7 bar/s für das NINT- und 11,5 bar/s für das INT-Konzept, und sind damit bereits beim derzeitigen Stand der Technik als beherrschbar anzusehen.

Zum Abschluß der Untersuchungen des Verhaltens der single-shaft-Anlage bei Bypaßregulierung soll im folgenden näher auf den Leistungsverlauf eingegangen werden. Zur Veranschaulichung dient hier die Abb. 43. Die Bypässe B83 und B84 beginnen zur Zeit  $t = 0 \text{ s}$  zu öffnen und bei  $t = 10 \text{ s}$  wieder zu

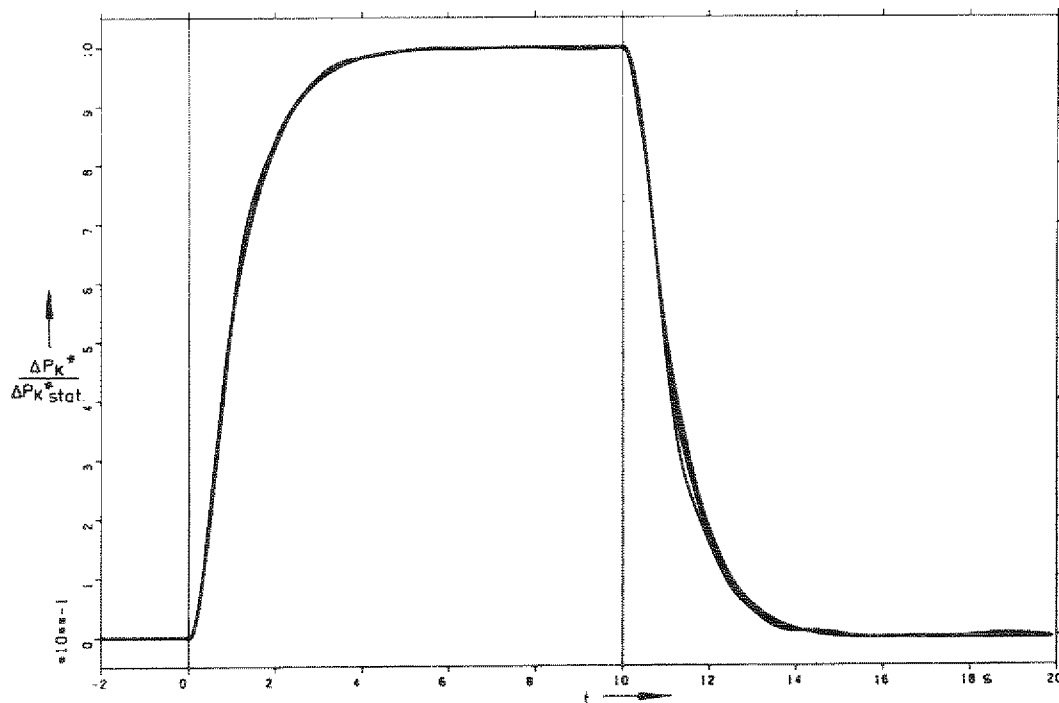


Abb. 43: Verlauf der Leistungsänderung  $\Delta P_K^*$  bezogen auf den stationären Endwert  $\Delta P_{K \text{ stat.}}^*$  (geregelt über die kombinierten Bypässe B83+B84)

schließen (Stellzeit: 0,3 s). Ausgangspunkt ist wieder der Nennbetriebspunkt. Dargestellt ist in Abb. 43 das Verhältnis der momentanen Leistungsänderung  $\Delta P_K^*$  zu dem zugehörigen stationären Endwert  $\Delta P_{K \text{ stat.}}^*$  und zwar für 4 verschiedene Bypaßquerschnitte, die den Leistungsänderungen  $\Delta P_{K \text{ stat.}}^* = 25, 50, 75$  und  $100\%$  entsprechen und damit den gesamten Leistungsregelbereich überdecken. Es ergibt sich das bemerkenswerte Ergebnis,

daß alle 4 Kurven - von Sekundäreinflüssen z.B. durch Massenträgheit abgesehen - nahezu deckungsgleich sind. Das bedeutet, daß der zeitliche Verlauf von  $\Delta P_K^* / \Delta P_{K \text{ stat.}}^*$  und damit die Einstellgeschwindigkeit auf einen neuen Leistungswert von dem Maß der Leistungsänderung praktisch unabhängig ist. Daneben zeigt die Abb. 43, daß sich in den ersten 2 s nach Beginn des Transienten die Leistung mit einem mittleren Gradienten von ca. 41,6 %/s des stationären Endwertes  $\Delta P_{K \text{ stat.}}^*$  ändert, und daß der Änderungsvorgang nach etwa 5,5 s abgeschlossen ist. Die Bypaßregelung ermöglicht damit also extrem schnelle Leistungsänderungen, ohne daß Druckgradienten, die nach heutigem Stand der Technik als beherrschbar angesehen werden, überschritten werden.

#### 6.4.2 split-shaft-Schaltung der Turbomaschine

Wie schon das in 5.2 beschriebene stationäre Verhalten der split-shaft-Schaltung erwarten läßt, weist auch das transiente Verhalten erhebliche Unterschiede zu dem der single-shaft-Schaltung auf. Diese Unterschiede werden im folgenden aufgezeigt. Dazu ist zunächst in Abb. 44 das Verhalten der wesentlichen Kreislaufgrößen dargestellt. Diese Abb. 44 entspricht weitgehend der für die single-shaft-Schaltung gültigen Abb. 40. Zusätzlich sind in Abb. 44 der Austrittsdruck  $p_2$  und die Austrittstemperatur  $T_2$  der HD-Turbine (Bild A bzw. E), der Massenstrom  $\dot{m}_2$  und die relative Durchflußkenngröße  $\phi_2^*$  der ND-Turbine (Bild C bzw. G) und die Relativdrehzahl  $n_V^*$  der Verdichter (Bild H) aufgenommen. Außerdem ist der gegenüber Abb. 40 auf das 4-fache gedehnte Zeitmaßstab zu beachten.

Den Transienten in Abb. 44 liegt der folgende Bypaßregelvorgang zugrunde. Ausgehend vom Nennbetriebszustand wird zur Zeit  $t = 0$  s der Bypaß B83 innerhalb einer Stellzeit von 0,3 s rampenförmig soweit geöffnet, daß sich im stationären Endzustand eine Leistungsreduktion von 50 % ergibt. Zur Zeit  $t = 60$  s, wenn dieser stationäre Punkt weitgehend erreicht ist, beginnt der Bypaß wieder zu schließen. Die Schließzeit beträgt mit Rücksicht auf stabilen Verdichterbetrieb 4,5 s, wie noch näher erläutert werden wird.

Grundsätzlich fällt auf, daß bei der split-shaft-Variante der Einstellvorgang auf einen neuen stationären Betriebspunkt wesentlich langsamer abläuft als bei der single-shaft-Schaltung. Während bei single-shaft bereits etwa 5 bis 6 s nach Eintritt der Störung ein neuer stationärer Zustand erreicht



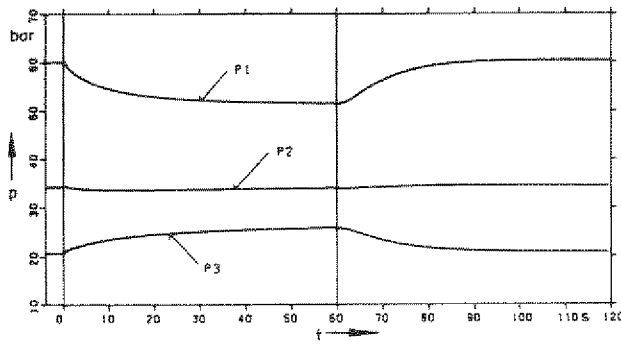


BILD A: KREISLAUFD RÜCKE (P1, P2, P3)

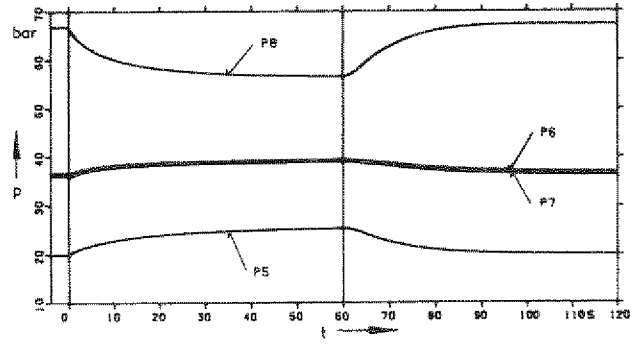


BILD B: KREISLAUFD RÜCKE (P5, P6, P7, P8)

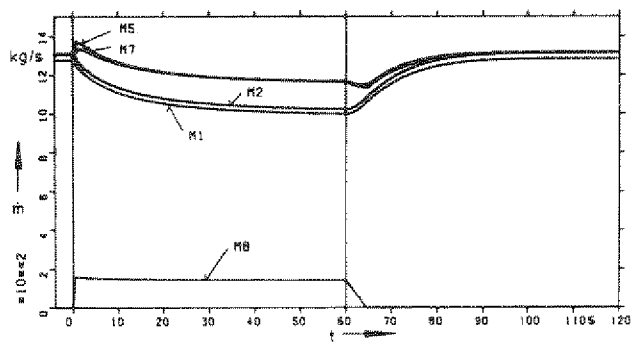


BILD C: KREISLAUFMASSENST RÖME (M1, M2, M5, M7, M8)

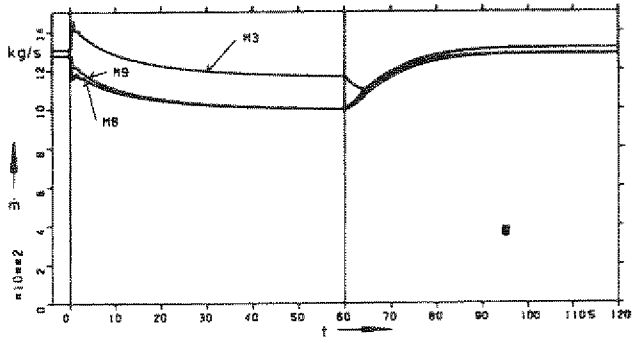


BILD D: KREISLAUFMASSENST RÖME (M3, M8, M9)

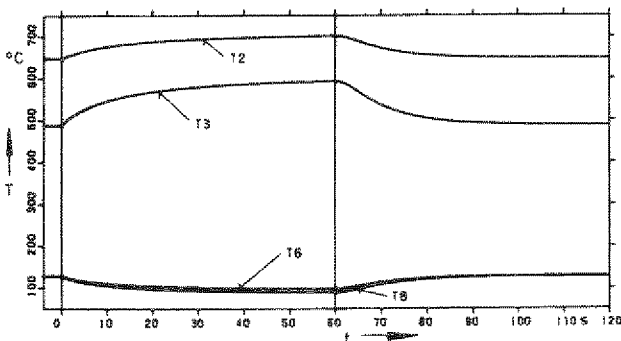


BILD E: KREISLAUFTEMPERATUREN (T2, T3, T5, T8)

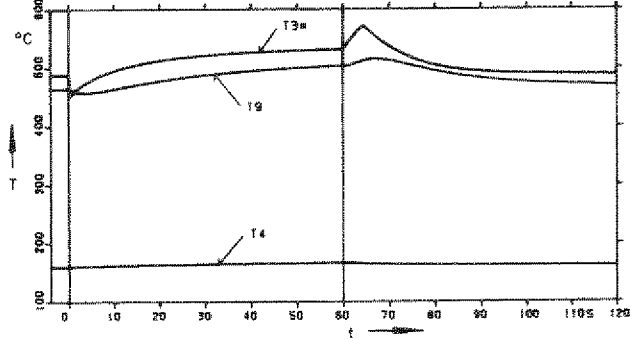


BILD F: KREISLAUFTEMPERATUREN (T3, T4, T9)

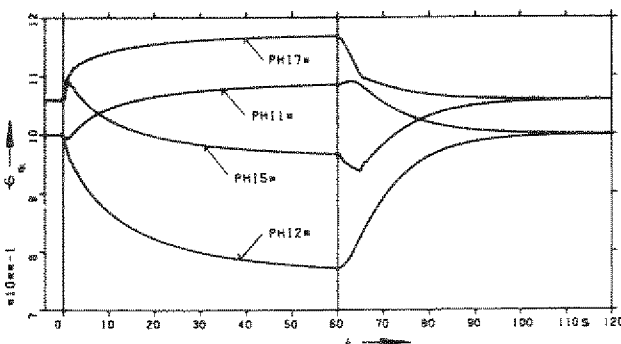


BILD G: BEZOGENE DURCHFLOSSKENNGRÖßEN (PH1w, PH2w, PH5w, PH17w)

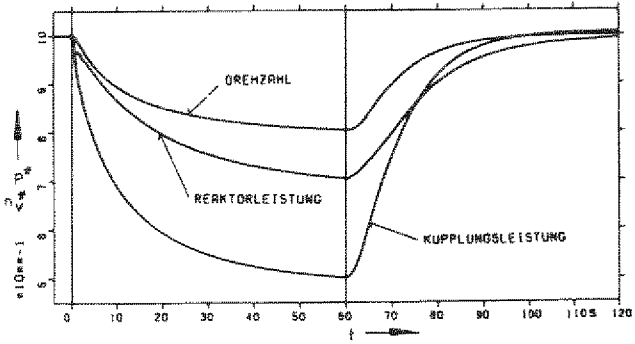


BILD H: REL. LEISTUNGEN (PKw, PRw) UND REL. VERDICHTERDREHZAH (NVw)

Abb. 44: Verlauf kennzeichnender Kreislaufgrößen bei einer Leistungsänderung von  $\pm 50\%$  hervorgerufen durch Öffnen und Schließen des Bypasses B83

ist, sind bei split-shaft selbst nach 60 s die Transienten noch nicht vollständig abgeklungen. Maßgebend dafür ist der in Bild H/Abb. 44 gezeigte Drehzahltransient, der sich aus dem Trägheitsmoment der Verdichterturbinenwelle und der Leistungsbilanz auf dieser Welle ergibt. Die Kreislaufdrücke (Bild A und B) und die Kreislauftemperaturen (Bild E und F) haben in der Tendenz einen ähnlichen Verlauf wie bei single-shaft. Allerdings sind die Abweichungen vom Nennzustand bei split-shaft deutlich größer. Die Massenströme  $\dot{m}_5$  und  $\dot{m}_7$  in den Verdichtern und  $\dot{m}_3$  auf der ND-Seite des RWÜ (Bild C bzw. D) steigen in den ersten 0,5 s bedingt durch das Öffnen des Bypasses um maximal etwa 11,5 % an und fallen danach im Gegensatz zu dem Verhalten bei der single-shaft-Schaltung entsprechend der absinkenden Drehzahl  $n_V^*$  unter ihre Nennwerte ab.

Von den in Bild G gezeigten Durchflußkenngrößen ist vor allem der Verlauf von  $\phi_5^*$  im ND-Kompressor von Bedeutung. Diese bezogene Durchflußkenngröße  $\phi_5^*$  steigt in der ersten Sekunde nach Öffnungsbeginn des Bypasses von 1,06 auf 1,095 an, um danach in Richtung Pumpgrenze bis auf einen Wert von 0,965 abzufallen. Wird jetzt der Bypaß wieder geschlossen, so fällt  $\phi_5^*$  zunächst weiter ab, bevor es mit zunehmender Verdichterdrehzahl wieder auf seinen Ausgangswert von 1,06 ansteigt. Im vorliegenden Beispiel (Abb. 44) ist die Schließzeit des Bypasses mit 4,5 s so gewählt, das  $\phi_5^*$  auf jeden Fall oberhalb kritischer Grenzen bleibt, so daß Pumpen im ND-Verdichter vermieden wird. Wählt man die Schließzeit kleiner, so erfolgt das Absinken von  $\phi_5^*$  nach Schließbeginn wesentlich steiler und tiefer, so daß nach kürzester Zeit die Pumpgrenze im ND-Verdichter erreicht ist.

Betrachtet man den Einfluß der unterschiedlichen Stellzeiten (Öffnen in 0,3 s und Schließen in 4,5 s) auf den Verlauf von Drehzahl und Leistung (siehe Bild H), so zeigt sich, daß die vergrößerte Schließzeit im wesentlichen ein verzögertes Ansprechen von Leistung und Drehzahl zur Folge hat. Dieser Einfluß klingt schnell wieder ab, da die Stellzeit von 4,5 s immer noch mehr als eine Größenordnung unter der Zeit liegt, die der Kreislauf benötigt, um sich auf einen neuen stationären Punkt einzustellen.

Für den gleichen Vorgang, wie in Abb. 44 untersucht wurde, ist in der folgenden Abb. 45 der Verlauf des Gradienten der Wandtemperatur am heißen Ende des RWÜ (Bild A) und der Druckgradienten auf der ND-Seite in Volumen 3 und auf der HD-Seite in Volumen 8 (Bild B) dargestellt. Der Temperaturgra-

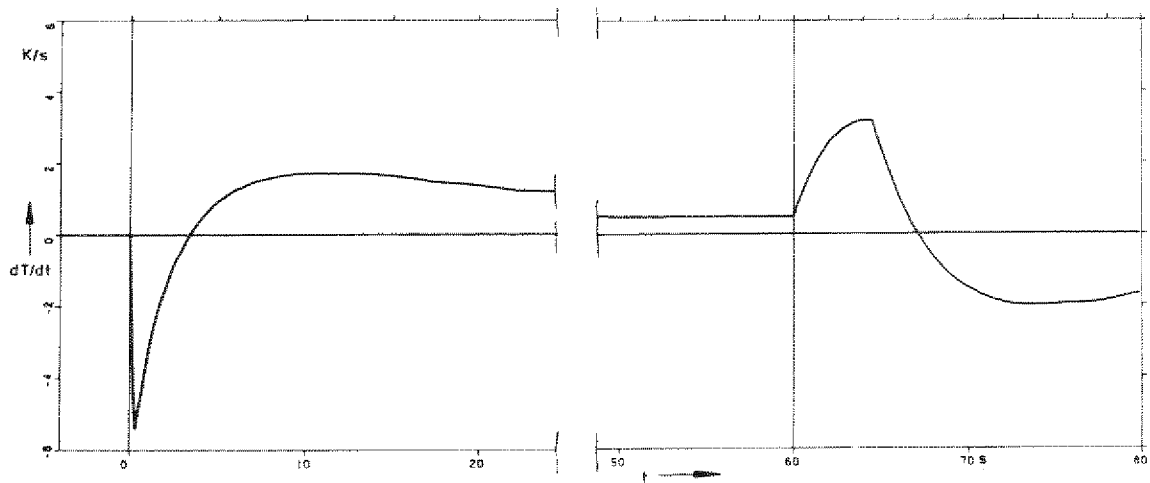


BILD A: GRADIENTEN DER WANDTEMPERATUR

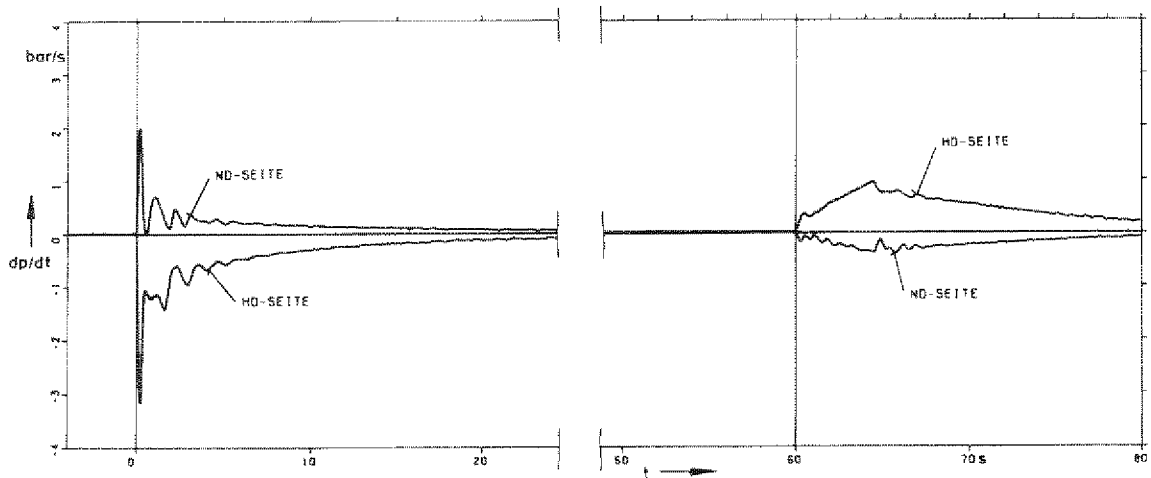


BILD B: DRUCKGRADIENTEN

Abb. 45: Temperatur- und Druckgradienten beim Öffnen und Schließen des Bypasses B83 entsprechend einer Leistungsänderung  $\pm 50\%$

dient ist nach Öffnungsbeginn des Bypasses ( $t = 0 \text{ s}$ ) zunächst negativ und erreicht zur Zeit  $t = 0,3 \text{ s}$ , wenn der maximale Bypaßquerschnitt erreicht ist, einen Spitzenwert von  $- 5,5 \text{ K/s}$ . Dieser Wert liegt um ca.  $16\%$  über dem entsprechenden Wert bei der single-shaft-Schaltung. Durch die ansteigende Turbinenausstrittstemperatur nimmt der untersuchte Temperaturgradient nach Ablauf von  $3,4 \text{ s}$  positive Werte an. Diese klingen nur langsam ab und haben auch nach  $60 \text{ s}$  noch eine Größe von  $0,5 \text{ K/s}$ . Beim Schließen des Bypasses wird die Spitze im Verlauf des Gradienten durch die auf  $4,5 \text{ s}$  ausgedehnte Schließzeit gegenüber dem Öffnungsvorgang deutlich abgeflacht.

Die Druckgradienten (Bild B) erreichen etwa 0,2 s nach Öffnungsbeginn des Bypasses Spitzenwerte von - 3,17 bar/s auf der HD-Seite und von 2 bar/s auf der ND-Seite. Diese Werte betragen nur etwa 62 % bzw. 69 % der vergleichbaren Werte der single-shaft-Schaltung. Beim Schließvorgang verschwinden die Spitzen fast vollständig und die auftretenden Druckgradienten sind mit maximal 0,95 bar/s praktisch unbedeutend.

Wie bei der single-shaft-Schaltung wird im folgenden die Beschreibung des Verhaltens der split-shaft-Variante mit einer Untersuchung des Leistungsverlaufes  $\Delta P_K^*$  an der Kupplung der Generatorturbine für verschiedene stationäre Endwerte  $\Delta P_{K \text{ stat.}}^*$  der Leistungsänderung abgeschlossen. Der Verlauf der bezogenen Leistungsänderung  $\Delta P_K^* / \Delta P_{K \text{ stat.}}^*$  ist in Abb. 46 für stationäre Änderungen von 20, 30, 40 und 50 % wiedergegeben. Der Änderungs-

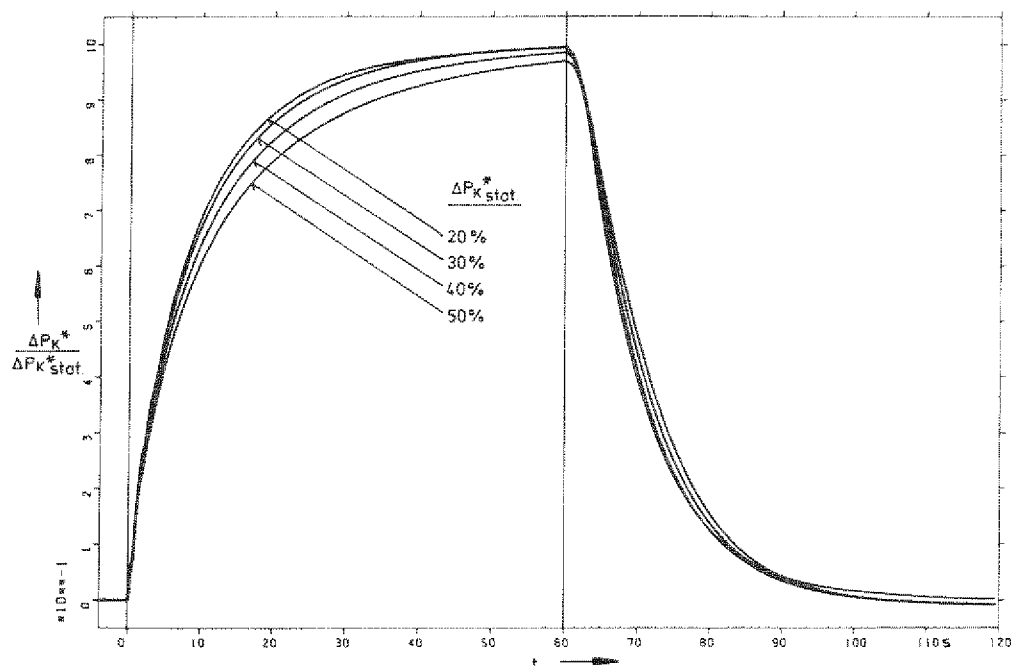


Abb. 46: Verlauf der Leistungsänderung  $\Delta P_K^*$  bezogen auf den stationären Endwert  $\Delta P_{K \text{ stat.}}^*$  (geregelt über den Bypaß B83)

vorgang ist in den ersten 3 s nach Öffnungs- bzw. Schließbeginn des Bypasses praktisch von  $\Delta P_{K \text{ stat.}}^*$  unabhängig. Im weiteren Verlauf erfolgt jedoch im Gegensatz zur single-shaft-Schaltung die Änderung von  $\Delta P_K^* / \Delta P_{K \text{ stat.}}^*$  mit wachsenden  $\Delta P_K^*$  langsamer. Der mittlere Gradient liegt in den ersten 2 s

nach Öffnungsbeginn bei ca. 11,5 %/s und beträgt damit nur etwa 28 % des entsprechenden Gradienten der single-shaft-Schaltung. Beim Schließvorgang ist ein entsprechender Vergleich aufgrund der gedehnten Schließzeit nicht möglich.

Insgesamt betrachtet verlaufen also die Transienten bei der split-shaft-Variante wesentlich langsamer als bei der single-shaft-Schaltung. Die Druckgradienten sind bei der split-shaft-Schaltung deutlich kleiner, während die Gradienten der Wandtemperatur am heißen Ende des RW0 etwas ungünstiger liegen.

#### 6.5 Charakteristische Transienten beim Lastabwurf

Beim Lastabwurf wird bei einer im Betrieb befindlichen Kraftwerksanlage der Generator aufgrund einer Netzstörung, einer Fehlauslösung oder einer sonstigen Betriebsstörung plötzlich vom Netz getrennt, so daß die Turbosatzdrehzahl von der Netzfrequenz unabhängig wird und die vom Turbinenkreislauf produzierte Leistung in eine Winkelbeschleunigung der Turbosatzwelle umgesetzt wird. Der steilste Drehzahlanstieg ergibt sich dann, wenn der Lastabwurf aus dem Vollastbetrieb heraus erfolgt. Der zulässige Grenzwert der Überdrehzahl von 10 % wird bei einem solchen Vollastabwurf bei der single-shaft-Schaltung nach 0,77 s und bei der split-shaft-Schaltung bereits nach 0,3 s erreicht, wenn nicht vorher ein Regeleingriff erfolgt ist.

Der Lastabwurf läßt sich bei der single-shaft-Schaltung durch Öffnen der Bypässe B83 und B84 ausregeln, wobei die Leistungsbilanz zwischen Verdichtern und Turbine bis in das Gebiet negativer Wellenleistung (= Bremsleistung) verschoben wird. Bei der split-shaft-Variante, bei der die Generatorturbine nicht mechanisch mit den Verdichtern gekoppelt ist, reicht das Öffnen der o.g. Bypässe nicht aus, sondern es muß zusätzlich der Strömungsquerschnitt der Generatorturbine vollständig abgesperrt und das Arbeitsmedium durch einen entsprechenden Bypaß um diese Turbine herumgeleitet werden. Die dazu erforderlichen Armaturen sind aufgrund ihres großen Querschnittes und der extrem kleinen Schließ- und Öffnungszeiten beim derzeitigen Stand der Technik kaum realisierbar, so daß der Lastabwurf bei der split-shaft-Anlage zur Zeit als von der Kreislaufseite her nicht beherrschbar anzusehen ist. Aus diesem Grund wird der Lastabwurf hier nur für die single-shaft-Schaltung untersucht.

Außerdem bleibt die Untersuchung auf den schwerwiegendsten Fall, d.h. den Vollastabwurf beschränkt.

Zur Ausregelung des Lastabwurfes wird folgender Regelvorgang angenommen. Nach Ablauf einer Totzeit von 0,1 s nach Auftreten des Lastabwurfes bei  $t = 0$  s beginnen die Bypässe B83 und B84 rampenförmig mit einer Stellzeit von 0,3 s zu öffnen. Dieser Öffnungsvorgang wird durch einen Beschleunigungsgeber, der den Drehzahlgradienten der Turbosatzwelle aufnimmt, eingeleitet. Ein Zeitrelais hält die Bypässe bis zum Zeitpunkt  $t = 2$  s nach Lastabwurf voll geöffnet. Danach übernimmt ein PI-Regler entsprechend Gl.(6.9) die Führung der Bypässe, um die Turbosatzdrehzahl wieder auf ihren Nennwert zu bringen.

Die maximale Überdrehzahl des Turbosatzes und die Spitzenwerte der Druckgradienten werden bei einem solchen Regelvorgang bestimmt durch den Bypaßöffnungsquerschnitt bzw. durch das Bypaßmassenstromverhältnis  $\mu_0$  (= Bypaßmassenstrom bezogen auf Kompressor-nennmassenstrom). Für das NINT- und das INT-Konzept ergeben sich die in Abb. 47 dargestellten Abhängigkeiten. Für die (negativen) Spitzenwerte der Druckgradienten sind zwei Kurven angegeben und zwar für den HD-Verdichter-Austritt, wo die Bypässe abzweigen und daher

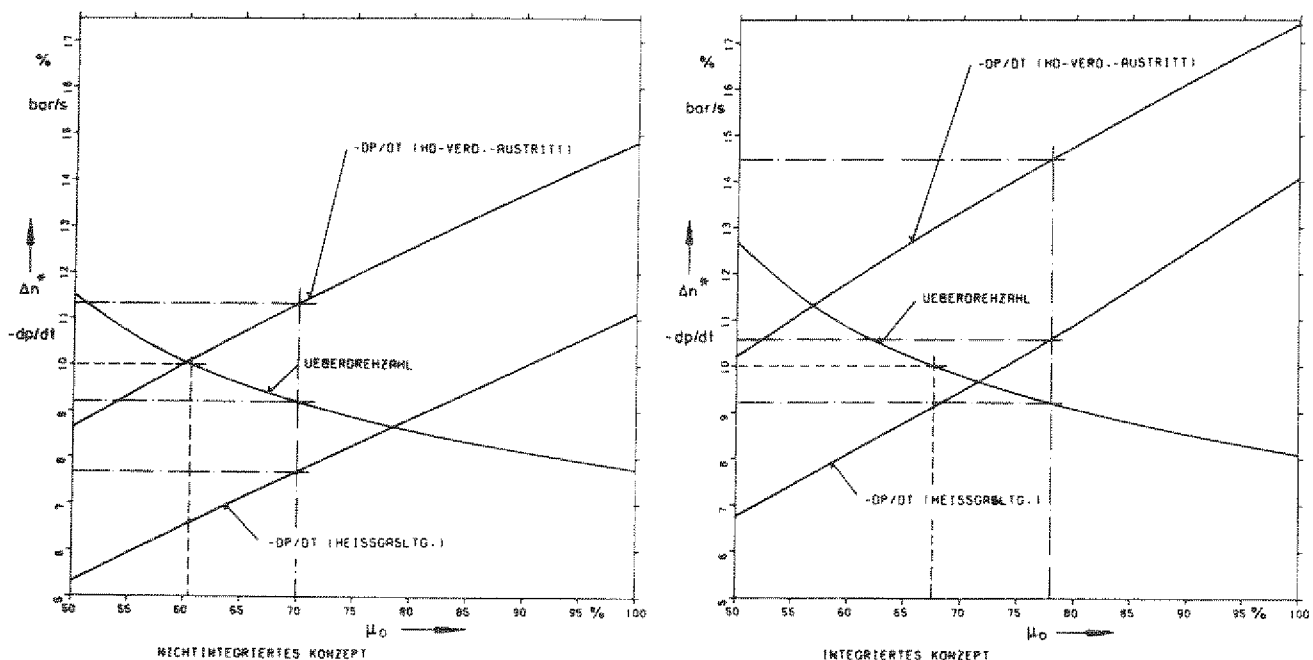


Abb. 47: Druckgradienten und Überdrehzahl des Turbosatzes in Abhängigkeit vom Bypaßmassenstromverhältnis  $\mu_0$

die größten Gradienten auftreten, und zum anderen für den Bereich der Heißgasleitung, wo die Gradienten im Mittel um ca. 30 % niedriger liegen, jedoch für die Auslegung der Heißgasisolierung von besonderer Bedeutung sind. Die Druckgradienten steigen mit wachsendem  $\mu_0$  näherungsweise linear an. Der Wert der bezogenen Oberdrehzahl  $\Delta n^* = \Delta n/n_0$  fällt mit wachsendem  $\mu_0$  ab, wobei sich der Verlauf immer stärker abflacht. Aufgrund dieser Verhältnisse ist es zweckmäßig, bei der Auslegung des Bypassquerschnittes dicht an den in 2.4 zu 10 % angegebenen, zulässigen Grenzwert der Oberdrehzahl heranzugehen, um die Druckgradienten möglichst klein zu halten.

Für die Auslegung des Bypassmassenstromverhältnisses  $\mu_0$  wird die Abb. 47 wie folgt benutzt. Ausgehend von einem Wert der Oberdrehzahl von 10 % findet man für das NINT-Konzept  $\mu_0 = 60,7 \%$  und für das INT-Konzept  $\mu_0 = 67,6 \%$  (gestrichelte Koordinaten).

Geht man davon aus, daß durch eine Störung in den Bypassarmaturen oder im Regelsystem eine von insgesamt acht parallel arbeitenden Armaturen nicht öffnet, so sind die o.g. Werte um 1/7 zu erhöhen, wenn auch bei einer solchen Störung die Oberdrehzahl auf 10 % begrenzt sein soll. Damit ergeben sich die erforderlichen Bypassmassenstromverhältnisse zu rund  $\mu_0 = 70 \%$  beim NINT- und  $\mu_0 = 78 \%$  beim INT-Konzept (strichpunktierte senkrechte Linien). Da normalerweise der gesamte Bypassquerschnitt geöffnet wird, stellen sich entsprechend den letztgenannten  $\mu_0$  - Werten die in Abb. 47 durch waagerechte strichpunktierte Linien gekennzeichneten und in Tab. 3 zusammengefaßten Oberdrehzahlen und Druckgradienten ein.

|   |       | NINT-Konzept | INT-Konzept |
|---|-------|--------------|-------------|
| rel. Oberdrehzahl                       | %     | 9,2          | 9,2         |
| Druckgradient am HD-Verdichter-Austritt | bar/s | - 11,3       | - 14,4      |
| Druckgradient in der Heißgasleitung     | bar/s | - 7,7        | - 10,6      |
| Bypassmassenstromverhältnis             | %     | 70           | 78          |

Tab. 3: Überdrehzahl, Druckgradienten und Bypassmassenstromverhältnis beim Lastabwurf (alle Bypassarmaturen voll geöffnet)

Aus der Tab. 3 ist zu ersehen, daß bei gleicher Oberdrehzahl beim INT-Konzept das Bypaßmassenstromverhältnis  $\mu_0$  um 11,4 % höher zu wählen ist und daß die maximalen Druckgradienten um 27,3 % (am HD-Verdichter-Austritt) bzw. um 37,7 % (in der Heißgasleitung) größer sind als beim INT-Konzept. Das größere  $\mu_0$  ist beim INT-Konzept dadurch bedingt, daß dieses Konzept durch entsprechende Vorgabe der Anfangsparameter (wie z.B. Druckverluste, Maschinenwirkungsgrade usw.) bei der Auslegung stärker auf hohen Wirkungsgrad und günstige Leistungsbilanz zwischen Turbine und Verdichtern getrimmt ist, was sich beim Lastabwurf nachteilig auswirkt. Die höheren Druckgradienten beim INT-Konzept sind einerseits durch das höhere  $\mu_0$ , vor allem aber auch durch die unterschiedliche Aufteilung der geometrischen Volumina der beiden Bauweisen zu begründen.

Bei den vorstehenden Überlegungen sind nur die ersten 2 s nach Lastabwurf, in denen die Bypässe voll geöffnet werden und die größten Oberdrehzahlen und Druckgradienten auftreten, berücksichtigt. Im weiteren Verlauf im Bereich  $t > 2$  s übernimmt der Drehzahlregler die Führung der Bypässe und bestimmt mit seinen Parametern das transiente Verhalten. Die Reglerparameter  $V_R$  (Verstärkungsfaktor),  $\tau_N$  (Nachstellzeit) und  $\tau_D$  (Verzögerungszeit) sind so zu wählen, daß die Drehzahl möglichst schnell auf ihren Nennwert zurückgeführt wird. Der Einfluß der Reglerparameter ist aus Abb. 48 ersichtlich. Aufgetragen ist in den einzelnen Bildern von Abb. 48 der zeitliche Verlauf der Relativwerte von Oberdrehzahl (hier in o/o) und Bypaßöffnung. Die Kurven gelten für das NINT-Konzept und für ein Bypaßmassenstromverhältnis  $\mu_0 = 70$  %.

In Bild A der Abb. 48 sind die Reglerparameter optimiert und zu  $V_R = 7$ ,  $\tau_N = 2,8$  s und  $\tau_D = 0,02$  s (im folgenden bezeichnet als Standardparameter) gewählt. Bypassöffnung und Oberdrehzahl stellen sich dabei aperiodisch - nahezu dem aperiodischen Grenzfall entsprechend - auf ihre Endwerte ein. Bereits nach etwa 9 s ist der Regelvorgang abgeschlossen. Der Turbosatz läuft dann im Leerlauf bei Nenndrehzahl, wobei der Bypaßquerschnitt auf 73 % der vollen Öffnung reduziert ist. In Bild B ist die Nachstellzeit auf das 2,5-fache zu  $\tau_N = 7$  s vergrößert. Dadurch wird die Wirkung des Integralanteils des Reglers abgeschwächt (s. auch Gl. (6.9)). Als Folge davon werden nach  $t = 2$  s die Bypaßventile zunächst etwas zu weit geschlossen, so daß die Drehzahl kurzzeitig wieder ansteigt. Der anschließende Regelvorgang erfolgt sehr träge. Die entgegengesetzte Tendenz zeigt sich,



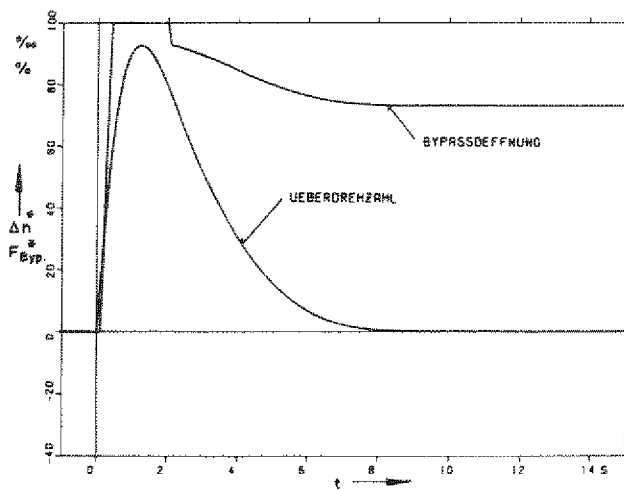


BILD A: STANDARDPARAMETER (  $V_R = 7$  /  $\tau_N = 2,8$  s /  $\tau_D = 0,02$  s )

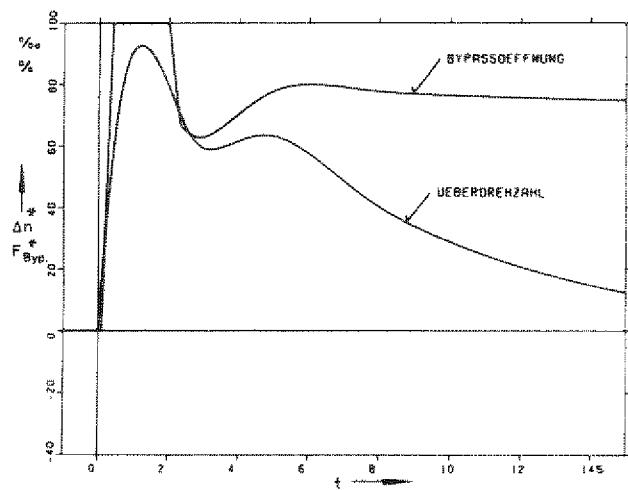


BILD B: NACHSTELLZEIT ZU GROSS (  $\tau_N = 7$  s )

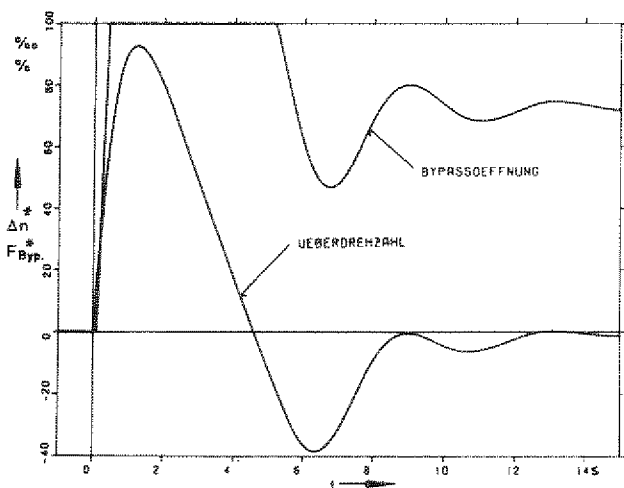


BILD C: VERSTÄRKUNGSFAKTOR ZU GROSS (  $V_R = 14$  )

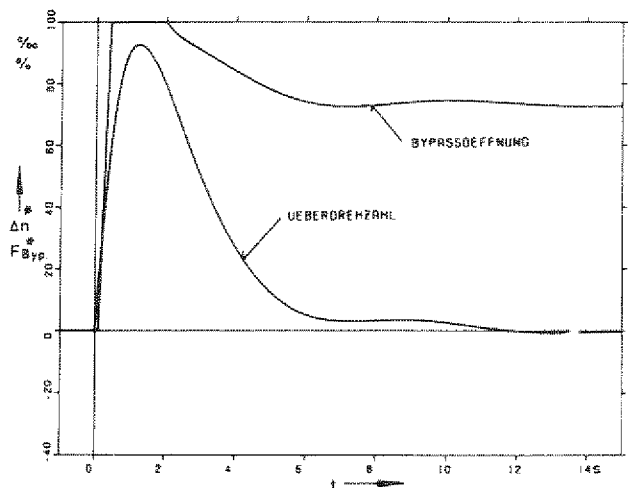


BILD D: VERZÖGERUNGSZEIT ZU GROSS (  $\tau_D = 0,4$  s )

Abb. 48: Einfluß der Reglerparameter auf den Verlauf der Bypaß-  
öffnung und der Überdrehzahl

wenn man wie in Bild C den Verstärkungsfaktor auf  $V_R = 14$  verdoppelt. In diesem Fall hält der Regler den Bypaß über  $t = 2$  s hinaus für weitere etwa 3 s auf voller Öffnung, so daß die Drehzahl unter ihren Nennwert abfällt. Beim anschließenden Einstellvorgang treten aufgrund der großen Empfindlichkeit des Reglers starke Oszillationen auf. Einen relativ geringen Einfluß hat die Verzögerungszeitkonstante  $\tau_D$ . In Bild D ist diese Zeitkonstante auf das 20-fache des Standardwertes, also auf  $\tau_D = 0,4$  s erhöht. Die Drehzahlabweichung ist dabei nach  $t \geq 6,5$  s bis auf 3,5 o/oo und nach  $t \geq 11,5$  s bis auf 0,7 o/oo ausgegletet. Damit ergeben sich also auch bei einem relativ großen

Wert von  $\tau_D$  noch durchaus befriedigende Regeleigenschaften.

Für den in Abb. 48/Bild A gezeigten Fall (Vollastabwurf bei  $t = 0$  s; rampenförmiges Öffnen der Bypässe B83 und B84 zwischen  $t = 0,1$  s und  $t = 0,4$  s; volle Bypaßöffnung bis  $t = 2$  s; dann Regelung durch PI-Regler mit Standardparametern) ist das Verhalten einiger kennzeichnender Kreislaufgrößen in Abb. 49 für das NINT-Konzept dargestellt. Bild A zeigt den Verlauf der Drücke

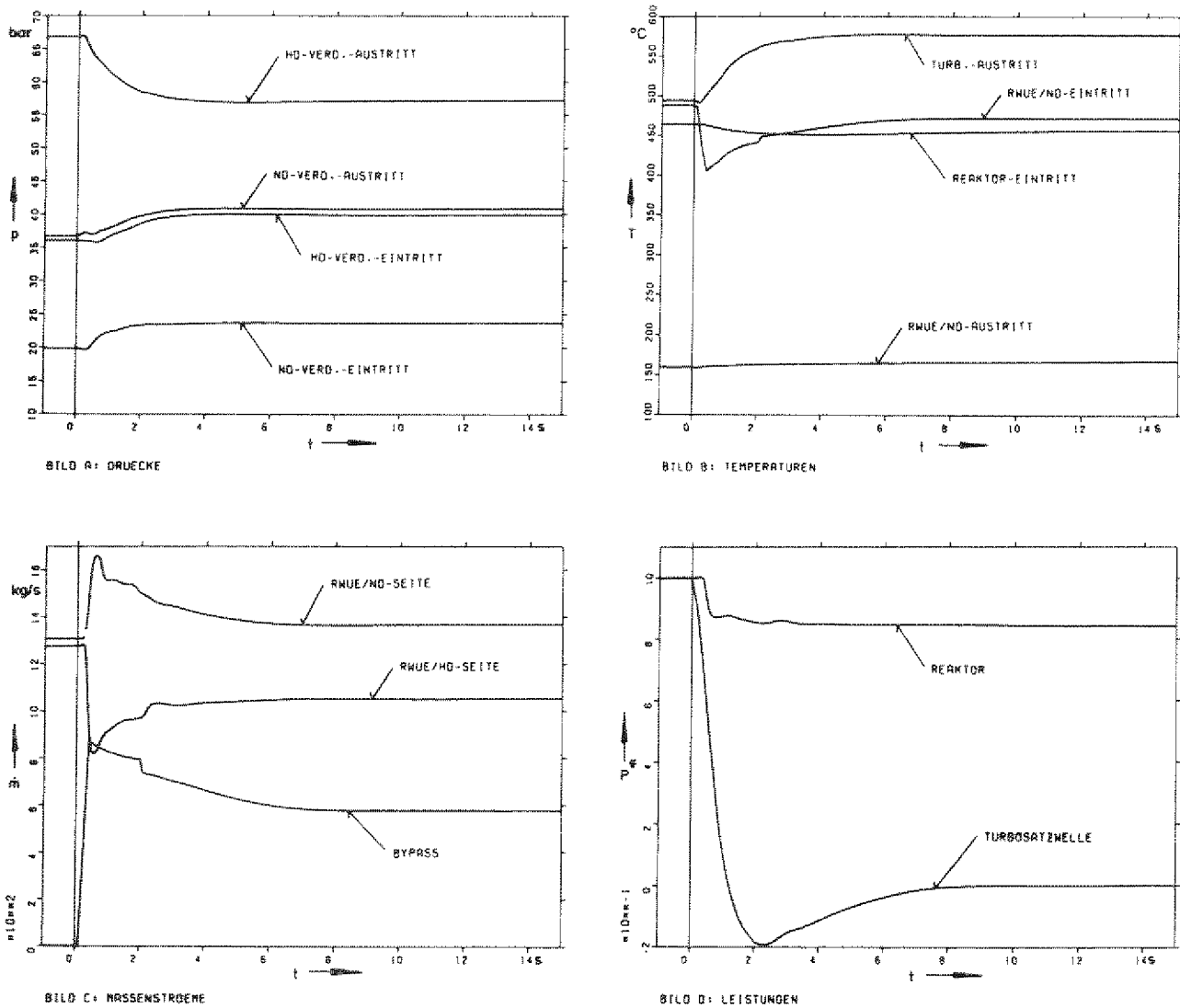


Abb. 49: Verlauf kennzeichnender Kreislaufgrößen beim Lastabwurf geregelt mit PI-Regler (Standardparameter)

an den Ein- und Austritten der Verdichter. Bedingt durch den Drehzahlanstieg nimmt der Eintrittsdruck am ND-Verdichter im Bereich  $0 \text{ s} < t \leq 0,27 \text{ s}$  etwas ab und der Austrittsdruck des HD-Verdichters steigt im Bereich  $0 \text{ s} < t \leq 0,13 \text{ s}$  geringfügig an. Im weiteren Verlauf überwiegt der Einfluß des Bypaßmassenstromes und die beiden Drücke nähern sich einander, wobei das Verdichtungsdruckverhältnis vom Auslegungswert 3,43 auf einen Wert von 2,47 zurückgeht. Da das Druckverhältnis im HD-Verdichter stärker abfällt als im ND-Verdichter, steigen die Drücke zwischen den Verdichtern um bis zu 4,2 bar an, wie die Kurven für den ND-Verdichter-Austritt und den HD-Verdichter-Eintritt zeigen.

Bild B der Abb. 49 zeigt den Verlauf der Gastemperaturen auf der ND-Seite am Turbinenaustritt und an Ein- und Austritt des RW0 sowie auf der HD-Seite am Reaktor-Eintritt. Die Turbinenaustrittstemperatur fällt im Bereich  $0 \text{ s} < t \leq 0,15 \text{ s}$  um etwa 3,4 K ab, um dann mit abnehmendem Kreislaufdruckverhältnis um bis zu 83 K anzusteigen. Der Temperaturverlauf am ND-Eintritt des RW0 wird bestimmt durch die Zumischung des Massenstromes aus Bypaß B83 hinter dem Turbinenaustritt. Während des Öffnungsvorganges ergibt sich ein steiler Temperaturabfall um 83 K und anschließend ein ähnlicher Anstieg wie am Turbinenaustritt. Die steilen Temperaturänderungen am ND-Eintritt des RW0 werden durch die Wärmespeicherkapazität der wärmetauschenden Wand stark gedämpft, so daß die Temperatur am Reaktor-Eintritt sehr flach verläuft. Die maximalen Abweichungen vom Nennwert treten hier zur Zeit  $t = 4 \text{ s}$  auf und betragen etwa 14 K. Die Temperaturänderungen am ND-Austritt des RW0 sind praktisch bedeutungslos.

Der Verlauf der Massenströme in Bild C/Abb. 49 entspricht weitgehend dem bei der Bypaßregelung ohne Lastabwurf in 6.4.1 festgestellten Verlauf. Auffallend ist auch hier das leichte Oszillieren des HD- und ND-seitigen RW0-Massenstromes in den ersten 2 bis 3 s, das auf den Einfluß der Gasträgheit zurückzuführen ist. Der Bypaßmassenstrom nimmt im Zeitintervall  $0,4 \text{ s} < t \leq 2 \text{ s}$  trotz voller Bypaßöffnung um etwa 9 % ab. Der Grund dafür ist der absinkende Druck auf der HD-Seite, mit dem die Dichte des Bypaßmassenstromes abnimmt.

Bild D/Abb. 49 zeigt den Verlauf der aus dem Reaktor abgeführten Wärmeleistung und der Leistungsbilanz der Turbosatzwelle. Die Reaktorleistung wird bestimmt durch den Massenstrom im Reaktor. Sie stellt sich auf einen stationären Endwert von 84 % des Nennwertes ein. Dieser Wert, der von den Charak-

teristiken und damit von der Auslegung der Turbomaschinen abhängig ist, findet Verwendung in 4.2.1 bei der Untersuchung der Überlastung des Kühlsystems. Die Wellenleistung der Turbomaschine, die vom Zeitpunkt  $t = 0$  s an für die Drehzahländerung der Welle maßgebend ist, fällt sofort nach Lastabwurf noch vor dem Öffnen der Bypässe steil ab, da mit wachsender Drehzahl die Verdichterleistung wesentlich stärker zunimmt als die Turbinenleistung. Bei  $t = 1,22$  s hat die Wellenleistung einen Nulldurchgang. Das bedeutet, daß die Überdrehzahl zu diesem Zeitpunkt ihr Maximum hat und danach wieder abnimmt, solange die Leistungsbilanz der Welle negativ ist.

Abschließend sei noch kurz auf den Verlauf einiger Druck- und Temperaturgradienten eingegangen. In Abb. 47 wurden bereits die auftretenden Spitzenwerte von HD-seitigen Druckgradienten gezeigt. Um eine Überbewertung dieser Daten zu vermeiden, ist in der folgenden Abb. 50 in Bild A der Verlauf der Druckgradienten am HD-Verdichter-Austritt (Kreislaufvolumen 8) und am Turbinenaustritt (Vol 3) dargestellt. Außerdem wird im Bild B der Gradient

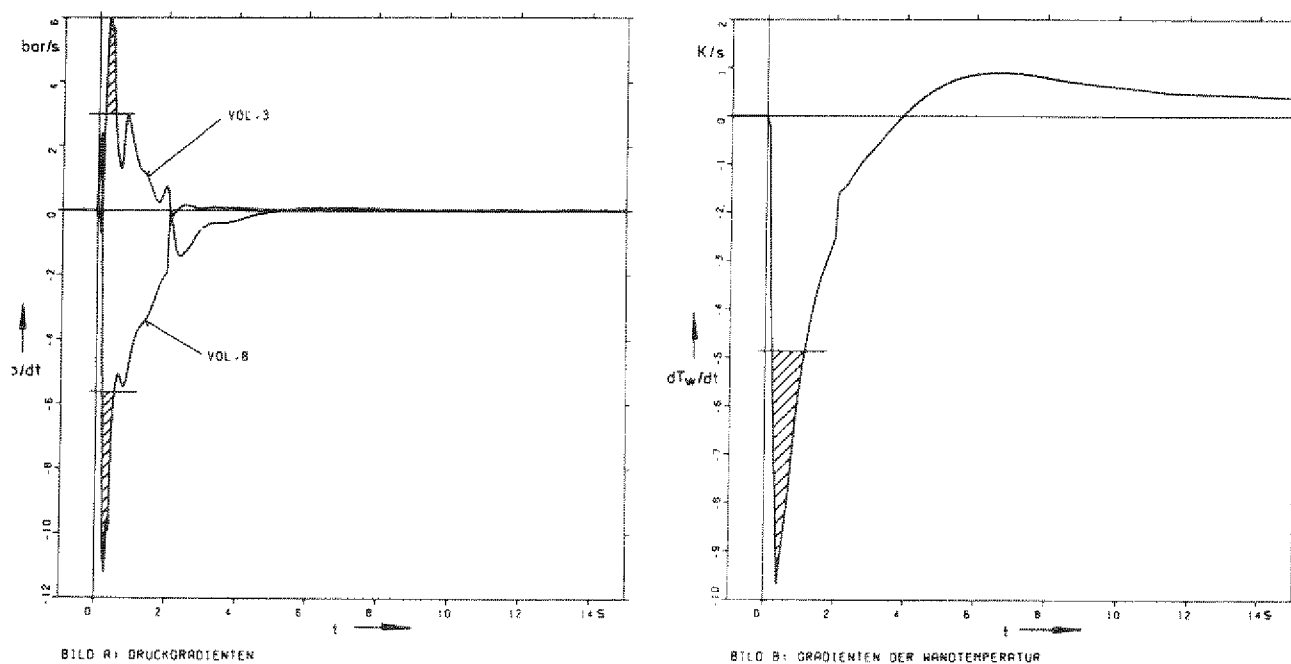


Abb. 50: Verlauf von HD- und ND-seitigen Druckgradienten und von Gradienten der Wandtemperatur am heißen Ende des RWÜ

der Wandtemperatur am heißen Ende des RW0 gezeigt. Definiert man wieder die schraffierten, bereits in Abb. 41 verwendeten 50 %-Spitzen, d.h. den Bereich, in dem die Gradienten 50 % ihres Spitzenwertes überschreiten, so ergibt sich, daß die 50 %-Spitzen der Druckgradienten nur etwa 0,3 s lang auftreten. Diese nur geringe Wirkdauer der Gradienten ist bei der Festigkeitsauslegung von Isolierungen und sonstigen Kreislaufeinbauten von Interesse. Bei dem in Bild B gezeigten Verlauf des Gradienten der Wandtemperatur dauert die 50 %-Spitze mit ca. 0,9 s etwa dreimal solange an wie bei den Druckgradienten, und der Spitzenwert liegt hier bei  $\sim 9,7 \text{ K/s}$ . Diese Werte dürften für den RW0 ungefährlich sein.

Damit ist insgesamt festzustellen, daß bei einer single-shaft-Schaltung der Gasturbine der Vollastabwurf als extremster Betriebsfall beherrschbar ist, ohne daß Zustände auftreten, die die Auslegungsgrenzen der Festigkeit von Kreislaufkomponenten überschreiten.

## 7. ZUSAMMENFASSUNG

Die vorliegende Arbeit beschreibt Untersuchungen zum Betriebs- und Regelverhalten von HTR-Einkreisanlagen, die mit neuentwickelten Digitalrechenprogrammen (siehe [42]) durchgeführt wurden. Sie haben zum Ziel, den Nachweis zu erbringen, daß alle genannten netzseitigen Anforderungen erfüllt werden können, ohne daß unzulässige Betriebszustände auftreten. Die Untersuchungen beziehen sich auf ein nichtintegriertes (NINT) [21] und ein integriertes (INT) [22] Baukonzept einer single-shaft-Anlage. Zum Vergleich wird das Verhalten einer entsprechenden split-shaft-Ausführung gegenübergestellt.

Das Verhalten des Systems "HTR mit Heliumturbine" bei Leistungsänderungen ist gekennzeichnet durch die Vorgänge in den Hauptkreislaufkomponenten, also im Reaktor als Wärmequelle, in den Kühlern einschließlich externem Kühlsystem als Wärmesenke, im Rekuperator als internem Wärmeübertrager und in den Turbomaschinen. Aufgrund der großen Wärmespeicherkapazität und der günstigen Regeleigenschaften des Reaktors sind Temperaturänderungen am Reaktoraustritt bei den untersuchten Vorgängen unbedeutend, so daß das dynamische Verhalten des Reaktors weitgehend vernachlässigt werden kann. Ähnliches gilt für das Kühlsystem. Hier ist jedoch zu berücksichtigen, daß bei einem Vollastabwurf eine Überlastung des Kühlsystems um bis zu 40 % auftreten kann, die einen Anstieg der oberen Kühlwassertemperatur um ca. 20 K zur Folge hat.

Im rekuperativen Wärmeübertrager ist die Wärmespeicherfähigkeit im Verhältnis zur übertragenen Wärmemenge wesentlich geringer als im Reaktor und im Kühlsystem. Aus diesem Grunde ist das thermodynamische Verhalten des Rekuperators bei Untersuchungen des Gesamtkreislaufs sorgfältig zu beachten, vor allem auch um Temperaturtransienten, die in der wärmeübertragenden Wand des Rekuperators auftreten und von dort auf den Reaktoreintritt übertragen werden, beurteilen zu können.

Im Gegensatz zu den genannten Komponenten läßt sich das Verhalten der Turbomaschinen durch die stationären Betriebscharakteristiken beschreiben. Denn die Durchströmzeiten des Arbeitsmediums durch die Maschinen sind so gering, daß sich Änderungen von Betriebsgrößen an einem Maschineneintritt in weniger als 0,01 s am entsprechenden Austritt vollständig ausgewirkt haben.

Betrachtet man das Verhalten des Gesamtsystems, so sind Vorgänge der Gaseinspeisung und -entnahme und des Öffnens und Schließens von Bypässen sowie als Sonderfall der Vollastabwurf zu unterscheiden. Die durch Gaseinspeisung und -entnahme bewirkte Druckpegelregelung liefert günstige Teillastwirkungsgrade bei vergleichsweise niedrigen Leistungsänderungsgeschwindigkeiten. Während des Einspeise- bzw. Entnahmevorganges tritt ein Vor- bzw. Nacheilen der Kupplungsleistung gegenüber dem Kreislaufinventar auf. Die Größe dieses Effektes ist abhängig von der Einspeise- bzw. Entnahmerate. Das Voreilen der Leistung gegenüber dem Inventar bei HD-seitiger Gaseinspeisung kann vorteilhaft für schnelle Leistungssteigerungen zum Zwecke der Frequenzstützung genutzt werden. Die erforderliche Einspeiserate ist hier mit ca. 200 kg/s bei der split-shaft-Schaltung der Turbomaschine etwa doppelt so groß wie bei der single-shaft-Schaltung.

Die Bypaßregelung ist gekennzeichnet durch große Leistungsänderungsgeschwindigkeiten, aber andererseits ungünstige Teillastwirkungsgrade. Diese liegen bei der split-shaft-Variante etwas höher als bei der single-shaft-Ausführung. Die split-shaft-Variante weist jedoch im unteren Leistungsbereich ( $< \text{ca. } 35\%$  der Nennleistung) bei Bypaßregelung ein instabiles Verhalten auf, das die Regelbarkeit in diesem Bereich in Frage stellt. Transiente Vorgänge nach Öffnen bzw. Schließen von Bypässen sind bei der single-shaft-Turbomaschinenschaltung nach etwa 5 s weitgehend abgeschlossen; bei der split-shaft-Schaltung dauern die Transienten mehr als eine Größenordnung länger an. Die in Verbindung mit der Bypaßregelung auftretenden Druckgradienten erreichen Spitzenwerte von 10,7 bar/s beim NINT- und 11,5 bar/s beim INT-Konzept.

Beim Vollastabwurf als extremstem Betriebsfall treten mit Spitzenwerten von -11,3 bar/s beim NINT- und -14,4 bar/s beim INT-Konzept etwas höhere Druckgradienten auf als bei der normalen Leistungsregelung mit Hilfe der Bypässe. Bei der single-shaft-Schaltung kann die relative Überdrehzahl des Turbosatzläufers mit 9,2 % unterhalb des zulässigen Grenzwertes von 10 % gehalten werden. Dieser Grenzwert wird auch dann nicht überschritten, wenn man annimmt, daß von 8 parallel arbeitenden Bypaßorganen nach Eintreten des Lastabwurfes eines nicht öffnet. Dagegen ist der Lastabwurf bei der split-shaft-Schaltung als zur Zeit nicht beherrschbar anzusehen.

Insgesamt ist festzustellen, daß

- die single-shaft-Schaltung im Vergleich zur split-shaft-Variante (abgesehen von dem etwas schlechteren Teillastwirkungsgrad bei Bypaßregelung) deutliche Vorteile hinsichtlich der Regelbarkeit aufweist,
- die Unterschiede zwischen NINT- und INT-Konzept (abgesehen von den etwas größeren Druckgradienten beim INT-Konzept) gering sind,
- die single-shaft-Schaltung alle Betriebsanforderungen erfüllen kann, ohne daß unzulässige Betriebszustände auftreten oder die Auslegungsgrenzen der Festigkeit von Kreislaufbauteilen überschritten werden.



## 8. LITERATURVERZEICHNIS

- [1] Hlubek, W.:  
Das stationäre Betriebsverhalten von Gasturbinen.  
Dissertation (1970) RWTH Aachen.
  
- [2] Bammert, K., und Twardziok, W.:  
Das stationäre Betriebsverhalten von konventionell- und nuklear-  
beheizten Gasturbinen.  
Atomkernenergie 11 - 31 (1966).
  
- [3] Preinreich, G.:  
Steady State Part-Load Studies of HTR Gas Turbine Cycles.  
Dragon Project Report 770 (1971).
  
- [4] VDEW:  
Begriffsbestimmungen in der Energiewirtschaft,  
Bd. 1, 3. Ausgabe (1961).
  
- [5] Hewing, G.:  
Erläuterungen sowie Vereinbarungs- und Bearbeitungskatalog  
zum Regel- und Betriebsverhalten der HHT-Demonstrationsanlage.  
Interner Bericht IRE/I-27 (1971) des IRE der KFA Jülich GmbH.
  
- [6] Boll, G.:  
Regelungsaufgaben im Verbundbetrieb.  
ETZ-A 81 (1960), S. 154-162.
  
- [7] Sassin, W.:  
Aspekte der elektrischen Hochenergieübertragung und deren Ein-  
fluß auf die Umwelt.  
Bericht der KFA Jülich GmbH, JOL-866-WT (1972).
  
- [8] Zimmermann, H.:  
Die Bedeutung der Kraftwerksregelung für die Netzführung.  
Mitteilungen der VGB 49 (1969), Heft 4, S. 263-268.
  
- [9] Gärtner, R.:  
Regelung in der elektrischen Energieversorgung.  
Regeltechnik 13 (1965), Heft 2, S. 49-57.

- |10| Erich, M.:  
Anforderungen der Netze an die Regelung von Spannung und Blindleistung.  
ETZ-A 81 (1960), S. 176-181.
  
- |11| Quervain, A.de und Frey, W.:  
Regelmethode und Netzregelung im Verbundbetrieb.  
Brown Boveri Mitteilungen, Bd. 44 (1957), Nr. 11, S. 472-487.
  
- |12| Graner, H.:  
Der Aufbau des europäischen Verbundnetzes unter dem Gesichtspunkt der Frequenz-Leistungs-Regelung.  
ETZ-A 80 (1959), S. 336-343.
  
- |13| Bernhardt, S. u. Schäfer, K.-H.:  
Spitzenlastdeckung durch Gasturbinen.  
ETZ-B 22 (1970), S. 446-451.
  
- |14| Schröder, K.:  
Große Dampfkraftwerke/Planung, Ausführung und Bau,  
Bd. II/ Die Lehre vom Kraftwerksbau. Berlin/Göttingen/  
Heidelberg: Springer (1962).
  
- |15| Hochtemperaturreaktor mit Heliumturbine großer Leistung (HHT 1),  
Jahresbericht 1969 (BBK/BBC/F. Krupp/GHH/NUKEM/KFA).
  
- |16| Hochtemperaturreaktor mit Heliumturbine großer Leistung (HHT 2),  
Jahresbericht 1970 (BBK/BBC/F. Krupp/GHH/NUKEM/KFA).
  
- |17| Dibelius, G., Förster, S. und Hlubek, W.:  
Wirtschaftlichkeit, Betriebs- und Störfallverhalten als Gesichtspunkte für die Auslegung und Bauweise von Kernkraftwerken mit Gasturbine.  
BWK 21 (1969) Nr. 10, S. 509 - 516.
  
- |18| Förster, S.:  
Anlagenkonzepte für Kernkraftwerke mit Hochtemperaturreaktor und Heliumturbinenkreislauf (HTR-GT).  
Bericht der KFA Jülich GmbH, JÜL-803-RG (1971).

- [19] Förster, S.:  
Preliminary Evaluation of Design Principles for Nuclear Power Plants with High Temperature Reactor and Gas Turbine Cycle, Proc. BNES, 8.-9. April 1970, London.
- [20] Forschungs- und Entwicklungsarbeiten 1972/Wissenschaftlicher Ergebnisbericht der KFA-Jülich GmbH (1973).
- [21] HHT 1000 Konzeptstudie, Band II, Technischer Abschlußbericht NINT, Teil I (Beschreibung) und Teil II (Zeichnungen) (1972).
- [22] HHT 1000 Konzeptstudie, Band II, Technischer Abschlußbericht INT, Teil I (Beschreibung) und Teil II (Zeichnungen) (1972).
- [23] Dibelius, G. und Hlubek, W.:  
Das stationäre Betriebsverhalten von Gasturbinen in Kernkraftwerken.  
BWK 22 (1970), Nr. 11, S. 503 - 508.
- [24] Hewing, G. und Dean, J.R.:  
Analogrechnungen zur Regeldynamik einer 600 MWe HTR-Heliumturbinanlage, Teil 1, Beschreibung des zugrundeliegenden Kraftwerkskonzeptes und des verwendeten Rechenmodells.  
Bericht der KFA Jülich GmbH, JOL-918-RG (1973).
- [25] Schulten, R. und Güth, W.:  
Reaktorphysik I und II. Mannheim (1960, 1962).
- [26] Mandel, H.:  
Einführung in die Reaktortheorie, Teil 1 und 2.  
Aachen (1968/1969, 1971/1972).
- [27] Lauer, A.:  
Räumliche Xenon-Schwingungen in Hochtemperaturreaktoren.  
Bericht der KFA Jülich GmbH, JOL-850-RG (1972).
- [28] Minutes D-HHT/M.-3 et. seq. and drawings D-HHT/D.10/1-4 of Dragon-HHT Collaboration (1971/72).
- [29] Scharf, J.:  
Beiträge zur Kurzzeitdynamik von Kugelhaufenreaktoren.  
Bericht der KFA Jülich GmbH, JÜL-1169 (1975).

- [30] Twardziok, W. und Hewing, G.:  
Wärmeübertragende Apparate für Hochtemperaturreaktoranlagen  
mit Heliumturbinen.  
Energie und Technik 22 (1970) Nr. 5, S. 156 - 160.
  
- [31] Takahashy, Y.:  
Regeltechnische Eigenschaften von Gleich- und Gegenstromwärme-  
tauschern.  
Regelungstechnik 1 (1953) Nr. 2, S. 33 - 35.
  
- [32] Harms, A.:  
Über das Zusammenwirken der Anlagenteile einer Gasturbinenanlage  
beim Regelvorgang.  
Energie und Technik 18 (1966) Nr. 4, S. 133 - 139 und Nr. 5,  
S. 190 - 193.
  
- [33] Dietrich, R.:  
Dynamisches Verhalten von Gegenstromwärmeübertragern nuklearer  
Gasturbinenanlagen bei sprunghafter Änderung der Eintrittstempe-  
raturen.  
ATKE 17 (1971) Lfg. 1, S. 34 - 38.
  
- [34] Bammert, K. und Kläukens, H.:  
Berechnung des dynamischen Verhaltens von Gasturbinenwärmeüber-  
tragern.  
Forsch. Ing.-Wesen 38 (1972) Nr. 1, S. 1 - 8.
  
- [35] Hausen, H.:  
Wärmeübertragung im Gegenstrom, Gleichstrom und Kreuzstrom.  
Berlin/Göttingen/Heidelberg (1950).
  
- [36] VDI-Wärmeatlas, Berechnungsblätter für den Wärmeübergang.  
Düsseldorf (1963).
  
- [37] Waloch, M.:  
Berechnung des Betriebsverhaltens von mehrstufigen axialen  
Turbomaschinen.  
Bericht des IfDG der RWTH Aachen zum Vorhaben 1.9.1 des HHT-  
Hochschulprogramms (1971).

- |38| Kalex, E. und Mann, D.:  
Wirkungsweise, Programmierung und Anwendung von Analogrechnern.  
Schriftreihe Datenverarbeitung, Dresden (1969).
  
- |39| Dean, J.R. und Hewing, G.:  
Analogrechnungen zur Regeldynamik einer 600 MWe HTR-Helium-  
turbinenanlage, Teil 2, Darstellung ausgewählter Rechenergeb-  
nisse.  
Bericht der KFA Jülich GmbH (in Vorbereitung)
  
- |40| Hewing, G., Dean, J.R. und Soubelet, G.:  
Analogue Computer Studies of the Control Dynamics of a 600 MW(e)  
HTR-Helium Turbine Plant, Part 1, Description of the Plant Layout  
and of the Model.  
Dragon-Project-Report 830 (1973).
  
- |41| Bammert, K. und Krey, G.:  
Dynamic Behavior and Control of Single-Shaft Closed-Cycle  
Gas Turbines.  
ASME Paper Nr. 71-GT-16 (1971).
  
- |42| Hewing, G.:  
Die Digitalrechenprogramme CODYGA/SIS und CODYGA/SPS zur Unter-  
suchung des dynamischen Verhaltens von HTR-Einkreisanlagen bei  
Regelvorgängen.  
Interner Bericht IRE-12-74 (1974) des IRE der KFA Jülich GmbH.



ANHANG: Tabellarische Zusammenstellung des in den Dynamik-Rechenprogrammen ausgewerteten Gleichungssystems

Dieser Anhang enthält in Tabellenform eine vollständige Zusammenstellung aller Gleichungen, die in den Dynamik-Rechenprogrammen, die für die vorliegenden Untersuchungen benutzt wurden, enthalten sind. Die Zusammenstellung gilt für die single-shaft- und für die split-shaft-Variante. Sofern Unterschiede zwischen beiden Varianten auftreten, sind diese in den Tabellen aufgeführt. Die Gleichungen (79) bis (102) entfallen, wenn mit konstanter Reaktoraustrittstemperatur gerechnet wird.

Eine Zusammenstellung der in den Gleichungstabellen verwendeten Bezeichnungen, Indizes und Symbole ist auf Seite A-1 des Anhanges gegeben.





BEZEICHNUNGEN, INDIZES UND SYMBOLE  
(soweit in den Gleichungstabellen im Anhang benutzt)

Bezeichnungen

|    |  |
|----|--|
| F  | Fläche   |
| F  | Anteil der Zerfallsleistung von Spaltprodukten an der Reaktorleistung                                    |
| H  | Produkt aus Wärmeübergangszahl und effektiver Austauschfläche im Reaktor                                 |
| J  | Trägheitsmoment  |
| K  | Leistungsanteile im Reaktor  |
| M  | Masse  |
| P  | Leistung   |
| R  | Reaktivitätsanteil   |
| T  | Temperatur   |
| V  | Volumen  |
| V  | Reglerverstärkung  |
| Z  | Verdichterstufenzahl   |
| a  | Anteile zur Vorgabe der Leistungsverteilung im Reaktor   |
| c  | spezifische Wärme  |
| g  | Leistungsanteil des Moderators   |
| k  | Konstanten, Koeffizienten  |
| l  | Länge  |
| l* | mittlere Lebensdauer der prompten Neutronen  |
| m  | Kenngröße zur Beschreibung des Zusammenhanges zwischen Enthalpie- und Durchflußkenngröße beim Verdichter |
| m  | Massenstrom  |
| n  | Drehzahl   |
| n  | Zonenzahl  |
| p  | Druck  |
| t  | Zeit   |
| Δ  | Differenz  |
| Φ  | Neutronenfluß  |
| α  | Temperaturkoeffizient (Reaktor)  |
| α  | Wärmeübergangszahl   |
| β  | Anteile der verzögerten Neutronen  |
| β  | Anfangswert für Bypass-, Einspeise- bzw. Entnahmemassenstrom bezogen auf den Kompressor-massenstrom      |
| γ  | Zerfallskonstanten von Spaltprodukten  |
| η  | Wirkungsgrad   |
| κ  | Isentropenexponent   |
| λ  | Zerfallskonstanten der Mutterkerne verzögerter Neutronen   |
| ρ  | Reaktivität  |
| τ  | Zeitkonstante  |
| φ  | Durchflußkenngröße   |
| ψ  | Enthalpiekenngröße   |

Indizes

|         |   |
|---------|---|
| B       | Beschleunigungs- bzw. Verzögerungs- (Druckdifferenz)                      |
| B       | Bypass(massenstrom)   |
| BC      | Kühlgas beim Durchströmen des Bodenreflektors                             |
| BK      | Bypass zur Turbinenkühlung  |
| BR      | Bodenreflektor  |
| Byp     | Bypass(Querschnitt)   |
| C       | Kühlgas beim Durchströmen des Reaktorcores                                |
| CT      | Kompressor-Turbinensatz   |
| D       | Zerfalls(leistung)  |
| F       | Spalt(leistung)   |
| F       | Brennstoff  |
| HD      | Hochdruckseite  |
| HDA     | Hochdruckseite/Austritt   |
| HDM     | Hochdruckseite/Mittelwert   |
| Kuppl   | bezogen auf Turbomaschinenkupplung  |
| M       | Moderator   |
| ND      | Niederdruckseite  |
| NDA     | Niederdruckseite/Austritt   |
| NDM     | Niederdruckseite/Mittelwert   |
| OC      | Austritt(temperatur des Kühl-gases aus den Zonen des Reaktorcores)        |
| OR      | Austritt(temperatur des Kühl-gases aus dem Bereich des oberen Reflektors) |
| PT      | Generator-Turbinensatz  |
| R       | Reaktor   |
| R       | Regelstäbe  |
| Soll    | Sollwert  |
| T       | Tank  |
| TC      | Kühlgas beim Durchströmen des Deckenreflektors                            |
| TR      | Deckenreflektor   |
| W       | wärmetauschende Wand im Rekuperator                                       |
| a       | Auslegungspunkt (Verdichter)  |
| a       | Anfangswert   |
| i       | Laufindex   |
| j       | Laufindex   |
| o       | Nennbetriebspunkt   |
| 1 bis 9 | Kreislaufpunkte   |

Symbole

|   |   |
|---|---|
| * | auf Nennwert bzw. Auslegungswert bezogen (außer bei Temperaturen) |
| * | hinter einer Mischstelle (nur bei Temperaturen)                   |
| — | gemittelte Werte  |

| Lfd.Nr.   | Gleichungen   | Koeffizienten / Bemerkungen   |
|---|---|---|
| <u>Kreislaufmassenströme</u>                      |   |   |
| 1.<br>(split)                                     | $\dot{m}_1 = k_1 \cdot \varphi_1^* \cdot n_{CT}^* \cdot \sqrt{\frac{p_1 \cdot p_2}{T_1^* \cdot T_2}}$   | $k_1 = \dot{m}_{10} \cdot \sqrt{\frac{T_{10} \cdot T_{20}}{p_{10} \cdot p_{20}}}$ |
| 1.<br>(single)                                    | $\dot{m}_1 = k_1 \cdot \varphi_1^* \cdot n_{CT}^* \cdot \sqrt{\frac{p_1 \cdot p_3}{T_1^* \cdot T_3}}$   | $k_1 = \dot{m}_{10} \cdot \sqrt{\frac{T_{10} \cdot T_{30}}{p_{10} \cdot p_{30}}}$ |
| 2.<br>(split)                                     | $\dot{m}_2 = k_2 \cdot \varphi_2^* \cdot n_{PT}^* \cdot \sqrt{\frac{p_2 \cdot p_3}{T_2^* \cdot T_3}}$   | $k_2 = \dot{m}_{20} \cdot \sqrt{\frac{T_{20} \cdot T_{30}}{p_{20} \cdot p_{30}}}$ |
| 2.<br>(single)                                    | entfällt  |   |
| 3.  | $\frac{d\dot{m}_3}{dt} = k_3 \cdot \Delta p_{B3} - \dot{m}_3 \cdot \frac{p_3 + p_4}{T_3^* + T_4^*} \cdot \frac{d}{dt} \left( \frac{T_3^* + T_4^*}{p_3 + p_4} \right)$ | $k_3 = \frac{F_3}{T_3}$   |
| 4.  | $\frac{d\dot{m}_4}{dt} = k_4 \cdot \Delta p_{B4} - \dot{m}_4 \cdot \frac{p_4 + p_5}{T_4^* + T_5^*} \cdot \frac{d}{dt} \left( \frac{T_4^* + T_5^*}{p_4 + p_5} \right)$ | $k_4 = \frac{F_4}{T_4}$   |
| 5.  | $\dot{m}_5 = k_5 \cdot \varphi_5^* \cdot n_{CT}^* \cdot \sqrt{\frac{p_5 \cdot p_6}{T_6}}$   | $k_5 = \dot{m}_{50} \cdot \sqrt{\frac{T_{60}}{p_{50} \cdot p_{60}}}$              |
| 6.  | $\frac{d\dot{m}_6}{dt} = k_6 \cdot \Delta p_{B6} - \dot{m}_6 \cdot \frac{p_6 + p_7}{T_6 + T_7} \cdot \frac{d}{dt} \left( \frac{T_6 + T_7}{p_6 + p_7} \right)$         | $k_6 = \frac{F_6}{T_6}$   |
| 7.  | $\dot{m}_7 = k_7 \cdot \varphi_7^* \cdot n_{CT}^* \cdot \sqrt{\frac{p_7 \cdot p_8}{T_8}}$   | $k_7 = \dot{m}_{70} \cdot \sqrt{\frac{T_{80}}{p_{70} \cdot p_{80}}}$              |
| 8.  | $\frac{d\dot{m}_8}{dt} = k_8 \cdot \Delta p_{B8} - \dot{m}_8 \cdot \frac{p_8 + p_9}{T_8^* + T_9^*} \cdot \frac{d}{dt} \left( \frac{T_8^* + T_9^*}{p_8 + p_9} \right)$ | $k_8 = \frac{F_8}{T_8}$   |
| 9.  | $\frac{d\dot{m}_9}{dt} = k_9 \cdot \Delta p_{B9} - \dot{m}_9 \cdot \frac{p_9 + p_1}{T_9 + T_1^*} \cdot \frac{d}{dt} \left( \frac{T_9 + T_1^*}{p_9 + p_1} \right)$     | $k_9 = \frac{F_9}{T_9}$   |
| <u>Bypaß-, Einspeise- und Entnahmestromströme</u> |   |   |
| 10.<br>(split)                                    | $\dot{m}_{B23} = \dot{m}_0 \cdot k_{10} \cdot F_{Byp}^* \cdot \sqrt{\frac{p_2^2 - p_3^2}{T_2^*}}$   | $k_{10} = \beta \cdot \sqrt{\frac{T_{20}^*}{p_{20}^2 - p_{30}^2}}$                |
| 10.<br>(single)                                   | entfällt  |   |
| 11.   | $\dot{m}_{B83} = \dot{m}_0 \cdot k_{11} \cdot F_{Byp}^* \cdot \sqrt{\frac{(p_8/p_{80})^2}{T_8^*/T_{80}^*}}$   | $k_{11} = \beta$  |
| 12.   | $\dot{m}_{B84} = \dot{m}_0 \cdot k_{12} \cdot F_{Byp}^* \cdot \sqrt{\frac{(p_8/p_{80})^2}{T_8^*/T_{80}^*}}$   | $k_{12} = \beta$  |
| 13.   | $\dot{m}_{B81} = \dot{m}_0 \cdot k_{13} \cdot F_{Byp}^* \cdot \sqrt{\frac{p_8^2 - p_1^2}{T_8^*}}$   | $k_{13} = \beta \cdot \sqrt{\frac{T_{80}^*}{p_{80}^2 - p_{10}^2}}$                |
| 14.   | $\dot{m}_{B91} = \dot{m}_0 \cdot k_{14} \cdot F_{Byp}^* \cdot \sqrt{\frac{p_9^2 - p_1^2}{T_9}}$   | $k_{14} = \beta \cdot \sqrt{\frac{T_{90}^*}{p_{90}^2 - p_{10}^2}}$                |
| 15.   | $\dot{m}_{T5} = \dot{m}_0 \cdot k_{15} \cdot F_{Byp}^* \cdot p_5$   | $k_{15} = \frac{\beta}{p_{50}}$   |
| 16.   | $\dot{m}_{T7} = \dot{m}_0 \cdot k_{16} \cdot F_{Byp}^* \cdot p_7$   | $k_{16} = \frac{\beta}{p_{70}}$   |
| 17.   | $\dot{m}_{T8} = \dot{m}_0 \cdot k_{17} \cdot F_{Byp}^* \cdot p_T$   | $k_{17} = \frac{\beta}{p_{T0}}$   |
| 18.   | $\dot{m}_{8T} = \dot{m}_0 \cdot k_{18} \cdot F_{Byp}^* \cdot \frac{p_8}{T_8}$   | $k_{18} = \beta \cdot \frac{T_{80}}{p_{80}}$                                      |

$\beta$  = Anfangswert für Bypaß-, Einspeise- bzw. Entnahmestromströme bez. auf Kompressorstrommassenstrom

| Lfd. Nr                      | Gleichungen   | Koeffizienten /<br>Bemerkungen  |
|------------------------------|---|---|
| 19.<br>(split)               | $\dot{m}_{BK} = k_{191} \cdot \sqrt{\frac{p_8^2 - p_2^2}{T_8^* + k_{192}}}$   | $k_{191} = \dot{m}_{BK0} \cdot \sqrt{\frac{T_{80}^* + k_{192}}{p_{80}^2 - p_{20}^2}}$   |
| 19.<br>(single)              | $\dot{m}_{BK} = \dot{m}_{BK0} \cdot \sqrt{\frac{(p_8/p_{80})^2}{T_8^*/T_{80}^*}}$   | $k_{192} = \frac{\dot{m}_{20} \cdot T_{20}^* - \dot{m}_{10} \cdot T_{20}}{\dot{m}_{BK0}}$   |
| <u>Kreislauftemperaturen</u> |   |   |
| 20.                          | $T_1$ - aus Reaktor - Thermodynamik / Gl.89   |   |
| 21.                          | $T_1^* = \frac{\dot{m}_9 \cdot T_1 + \dot{m}_{B81} \cdot T_8^* + \dot{m}_{B91} \cdot T_9}{\dot{m}_9 + \dot{m}_{B81} + \dot{m}_{B91}}$   |   |
| 22.<br>(split)               | $T_2 = T_1^* + k_{221} \cdot \eta_{CT}^2 + k_{222} \cdot \Psi_1^* \cdot \eta_{CT}^2$  | $k_{221} = \frac{2}{\Psi_{10}} \cdot (T_{20} - T_{10}^*)$   |
| 22.<br>(single)              | entfällt  | $k_{222} = \left(1 - \frac{2}{\Psi_{10}}\right) \cdot (T_{20} - T_{10}^*)$  |
| 23.<br>(split)               | $T_2^* = \frac{\dot{m}_1 \cdot T_2 + \dot{m}_{BK} \cdot k_{23}}{\dot{m}_1 + \dot{m}_{BK}}$  | $k_{23} = k_{192}$  |
| 23.<br>(single)              | entfällt  |   |
| 24.<br>(split)               | $T_3 = T_2^* + k_{241} \cdot \eta_{PT}^2 + k_{242} \cdot \Psi_2^* \cdot \eta_{PT}^2$  | $k_{241} = \frac{2}{\Psi_{20}} \cdot (T_{30} - T_{20}^*)$   |
| 24.<br>(single)              | $T_3 = T_1^* + k_{241} \cdot \eta_{PT}^2 + k_{242} \cdot \Psi_1^* \cdot \eta_{PT}^2$  | $k_{242} = \left(1 - \frac{2}{\Psi_{20}}\right) \cdot (T_{30} - T_{20}^*)$<br>$k_{241} = \frac{2}{\Psi_{10}} \cdot (T_{30} - T_{10}^*)$<br>$k_{242} = \left(1 - \frac{2}{\Psi_{10}}\right) \cdot (T_{30} - T_{10}^*)$ |
| 25.<br>(split)               | $T_3^* = \frac{\dot{m}_2 \cdot T_3 + \dot{m}_{B23} \cdot T_2^* + \dot{m}_{B83} \cdot T_8^*}{\dot{m}_2 + \dot{m}_{B23} + \dot{m}_{B83}}$ |   |
| 25.<br>(single)              | $T_3^* = \frac{\dot{m}_1 \cdot T_3 + \dot{m}_{B83} \cdot T_8^* + \dot{m}_{BK} \cdot k_{25}}{\dot{m}_1 + \dot{m}_{B83} + \dot{m}_{BK}}$  | $k_{25} = \frac{\dot{m}_{30} \cdot T_{30}^* - \dot{m}_{10} \cdot T_{30}}{\dot{m}_{BK0}}$  |
| 26.                          | $T_4$ - aus RWÜ - Thermodynamik / Gl.77   |   |
| 27.                          | $T_4^* = \frac{\dot{m}_3 \cdot T_4 + \dot{m}_{B84} \cdot T_8^*}{\dot{m}_3 + \dot{m}_{B84}}$   |   |
| 28.                          | $T_5 = \text{konstant}$   |   |
| 29.                          | $T_6 = T_5 + k_{291} \cdot \eta_{CT}^2 + k_{292} \cdot \Psi_5^* \cdot \eta_{CT}^2$  | $k_{291} = \frac{\Psi_{5a} - m \cdot \Psi_{5a}}{\Psi_{5a}} (T_{6a} - T_{5a})$<br>$k_{292} = \frac{m \cdot \Psi_{5a}}{\Psi_{5a}} (T_{6a} - T_{5a})$  |
| 30.                          | $T_7 = \text{konstant}$   |   |
| 31.                          | $T_8 = T_7 + k_{311} \cdot \eta_{CT}^2 + k_{312} \cdot \Psi_7^* \cdot \eta_{CT}^2$  | $k_{311} = \frac{\Psi_{7a} - m \cdot \Psi_{7a}}{\Psi_{7a}} (T_{8a} - T_{7a})$<br>$k_{312} = \frac{m \cdot \Psi_{7a}}{\Psi_{7a}} (T_{8a} - T_{7a})$  |
| 32.                          | $T_8^* = \frac{\dot{m}_7 \cdot T_8 + \dot{m}_{T8} \cdot k_{32}}{\dot{m}_7 + \dot{m}_{T8}}$  | $k_{32} = T_{T0}$   |
| 33.                          | $T_9$ - aus RWÜ - Thermodynamik / Gl.78   |   |

| Lfd. Nr.                            | Gleichungen  | Koeffizienten / Bemerkungen  |
|-------------------------------------|--|--|
| <u>Gasmengen in den Volumina</u>    |  |  |
| 34.                                 | $M_1 = M_{1a} + \int_{t_a}^t (\dot{m}_9 - \dot{m}_1 + \dot{m}_{B81} + \dot{m}_{B91}) dt$   | Index a: Anfangswert   |
| 35.<br>(split)<br>35.<br>(single)   | $M_2 = M_{2a} + \int_{t_a}^t (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 + \dot{m}_{B2} - \dot{m}_{B23}) dt$<br>entfällt  |  |
| 36.<br>(split)<br>36.<br>(single)   | $M_3 = M_{3a} + \int_{t_a}^t (\dot{m}_2 - \dot{m}_3 + \dot{m}_{B23} + \dot{m}_{B83}) dt$<br>$M_3 = M_{3a} + \int_{t_a}^t (\dot{m}_1 - \dot{m}_3 + \dot{m}_{B2} + \dot{m}_{B83}) dt$  |  |
| 37.                                 | $M_4 = M_{4a} + \int_{t_a}^t (\dot{m}_3 - \dot{m}_4 + \dot{m}_{B84}) dt$   |  |
| 38.                                 | $M_5 = M_{5a} + \int_{t_a}^t (\dot{m}_4 - \dot{m}_5 + \dot{m}_{T5}) dt$  |  |
| 39.                                 | $M_6 = M_{6a} + \int_{t_a}^t (\dot{m}_5 - \dot{m}_6) dt$   |  |
| 40.                                 | $M_7 = M_{7a} + \int_{t_a}^t (\dot{m}_6 - \dot{m}_7 + \dot{m}_{T7}) dt$  |  |
| 41.                                 | $M_8 = M_{8a} + \int_{t_a}^t (\dot{m}_7 - \dot{m}_8 - \dot{m}_{B81} - \dot{m}_{B83} - \dot{m}_{B84} - \dot{m}_{B2} - \dot{m}_{B7} + \dot{m}_{T8}) dt$  |  |
| 42.                                 | $M_9 = M_{9a} + \int_{t_a}^t (\dot{m}_8 - \dot{m}_9 - \dot{m}_{B91}) dt$   |  |
| 43.                                 | $M_{\text{Gesamt}} = \sum_{i=1}^9 M_i$   | bei single-shaft: $M_2 = 0$  |
| 44.                                 | $M_T = M_{Ta} - \int_{t_a}^t \dot{m}_{T8} dt$  |  |
| <u>Mittlere Volumentemperaturen</u> |  |  |
| 45.<br>(split)<br>45.<br>(single)   | $\bar{T}_1 = \frac{V_1}{\frac{V_{Clv}}{n_R} \cdot \sum_{j=(n_R+1)/2}^{n_R} 1/T_{Cj} + \frac{V_{HgPl}}{T_1} + \frac{V_{Ltg1}}{T_1^*} + \frac{2 \cdot V_{THD}}{3 \cdot T_1^* + T_2}}$<br>$\bar{T}_1 = \frac{V_1}{\frac{2 \cdot V_{Clv}}{n_R} \cdot \sum_{j=(n_R+1)/2}^{n_R} 1/T_{Cj} + \frac{V_{HgPl}}{T_1} + \frac{V_{Ltg1}}{T_1^*} + \frac{2 \cdot V_T}{3 \cdot T_1^* + T_3}}$ | Clv Coreleervolumen<br>HgPl Heißgasplenum<br>Ltg Leitung<br>THD Hochdruckturbine<br>$n_R$ (ungerade) Zonenzahl im Reaktorcore<br>T Turbine |
| 46.<br>(split)<br>46.<br>(single)   | $\bar{T}_2 = \frac{V_2}{\frac{2 \cdot V_{THD}}{T_1^* + 3 \cdot T_2} + \frac{V_{Ltg2}}{T_2^*} + \frac{2 \cdot V_{TND}}{3 \cdot T_2^* + T_3}}$<br>entfällt   | TND Niederdruckturbine   |
| 47.<br>(split)<br>47.<br>(single)   | $\bar{T}_3 = \frac{V_3}{\frac{2 \cdot V_{TND}}{T_2^* + 3 \cdot T_3} + \frac{V_{Ltg3}}{T_3^*} + \frac{V_{WND}}{n_W} \cdot \sum_{i=1}^{n_W/2} 1/T_{NDMi}}$<br>$\bar{T}_3 = \frac{V_3}{\frac{2 \cdot V_T}{T_1^* + 3 \cdot T_3} + \frac{V_{Ltg3}}{T_3^*} + \frac{V_{WND}}{n_W} \cdot \sum_{i=1}^{n_W/2} 1/T_{NDMi}}$   | WND Wärmeübertrager / ND-Seite<br>$n_W$ (gerade) Zonenzahl im Wärmeübertr  |

| Lfd. Nr. | Gleichungen  | Koeffizienten/<br>Bemerkungen    |
|----------|--|----------------------------------|
| 48.      | $\bar{T}_4 = \frac{V_4}{\frac{V_{WND}}{n_W} \cdot \sum_{i=n_W/2+1}^{n_W} 1/T_{NDM_i} + \frac{V_{Ltg4}}{T_4^*} + \frac{2 \cdot V_{VK}}{3 \cdot T_4^* + T_5}}$                                 | VK = Vorkühler                   |
| 49.      | $\bar{T}_5 = \frac{V_5}{\frac{2 \cdot V_{VK}}{T_4^* + 3 \cdot T_5} + \frac{V_{Ltg5}}{T_5} + \frac{2 \cdot V_{NDV}}{3 \cdot T_5 + T_6}}$  | NDV = Niederdruckverdichter      |
| 50.      | $\bar{T}_6 = \frac{V_6}{\frac{2 \cdot V_{NDV}}{T_5 + 3 \cdot T_6} + \frac{V_{Ltg6}}{T_6} + \frac{2 \cdot V_{ZK}}{3 \cdot T_6 + T_7}}$  | ZK = Zwischenkühler              |
| 51.      | $\bar{T}_7 = \frac{V_7}{\frac{2 \cdot V_{ZK}}{T_6 + 3 \cdot T_7} + \frac{V_{Ltg7}}{T_7} + \frac{2 \cdot V_{HDV}}{3 \cdot T_7 + T_8}}$  | HDV = Hochdruckverdichter        |
| 52.      | $\bar{T}_8 = \frac{V_8}{\frac{2 \cdot V_{HDV}}{T_7 + 3 \cdot T_8} + \frac{V_{Ltg8}}{T_8^*} + \frac{V_{WHD}}{n_W} \cdot \sum_{i=n_W/2+1}^{n_W} 1/T_{NDM_i}}$                                  | WHD = Wärmeübertrager / HD-Seite |
| 53.      | $\bar{T}_9 = \frac{V_9}{\frac{V_{WHD}}{n_W} \cdot \sum_{i=1}^{n_W/2} 1/T_{NDM_i} + \frac{V_{Ltg9}}{T_9} + \frac{V_{KgPI}}{T_9} + \frac{V_{CIV}}{n_R} \cdot \sum_{j=1}^{(n_R-1)/2} 1/T_{Cj}}$ | KgPI = Kaltgasplenum             |

### Drücke in den Volumina

|                 |  |                     |                                |
|-----------------|--|---------------------|--------------------------------|
| 54.<br>(split)  | $p_i = k_{54} \cdot \frac{M_i \cdot T_i}{V_i}$ | [i = 1,2,3, ..., 9] | k <sub>54</sub> = Gaskonstante |
| 54.<br>(single) | wie vor  | [i = 1,3,4, ..., 9] |                                |

### Beschleunigungs- bzw. Verzögerungs- Druckdifferenzen

|     |  |  |
|-----|--|--|
| 55. | $\Delta p_{B3} = p_3 - p_4 - \left( \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_{30}} \right)^2 \cdot \frac{T_3^* + T_4^*}{T_{30}^* + T_{40}^*} \cdot \frac{p_{30}^2 - p_{40}^2}{p_3 + p_4} \cdot \text{sign}(\dot{m}_3)$ |  |
| 56. | $\Delta p_{B4} = p_4 - p_5 - \left( \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_{40}} \right)^2 \cdot \frac{T_4^* + T_5}{T_{40}^* + T_{50}} \cdot \frac{p_{40}^2 - p_{50}^2}{p_4 + p_5} \cdot \text{sign}(\dot{m}_4)$     |  |
| 57. | $\Delta p_{B6} = p_6 - p_7 - \left( \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_{60}} \right)^2 \cdot \frac{T_6 + T_7}{T_{60} + T_{70}} \cdot \frac{p_{60}^2 - p_{70}^2}{p_6 + p_7} \cdot \text{sign}(\dot{m}_6)$         |  |
| 58. | $\Delta p_{B8} = p_8 - p_9 - \left( \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_{80}} \right)^2 \cdot \frac{T_8^* + T_9}{T_{80}^* + T_{90}} \cdot \frac{p_{80}^2 - p_{90}^2}{p_8 + p_9} \cdot \text{sign}(\dot{m}_8)$     |  |
| 59. | $\Delta p_{B9} = p_9 - p_1 - \left( \frac{\dot{m}_9}{\dot{m}_{90}} \right)^2 \cdot \frac{T_9 + T_1^*}{T_{90} + T_{10}} \cdot \frac{p_{90}^2 - p_{10}^2}{p_9 + p_1} \cdot \text{sign}(\dot{m}_9)$       |  |

### Öffnungsquerschnitte

|     |   |  |
|-----|---|--|
| 60. | <p><u>allgemein:</u> <math>F_{Byp}^*</math> entsprechend Skizze</p> <p> <math>t_{auf}</math> = Öffnungszeitpunkt<br/> <math>t_{zu}</math> = Schließzeitpunkt<br/> <math>t_{tot}</math> = Totzeit<br/> <math>t_{stell}</math> = Stellzeit </p> |  |
|-----|---|--|

| Lfd. Nr.  | Gleichungen   | Koeffizienten/<br>Bemerkungen   |
|---|---|---|
| 61.<br>(split)<br>61.<br>(single)   | entfällt<br><u>speziell</u> zur Drehzahlregelung nach Lastabwurf<br>bei single - shaft<br>$\tau_D \cdot \frac{d}{dt} (F_{Byp}^* + F_{Byp}^*) = V_R \left[ n_{PT}^* - 1 + \frac{1}{\tau_N} \cdot \int (n_{PT}^* - 1) dt \right]$   | <u>Reglerparameter:</u><br>$\tau_D$ = Verzögerungszeitkonstante<br>$V_R$ = Verstärkungsfaktor<br>$\tau_N$ = Nachstellzeit   |
| <u>Kupplungsleistung</u>  |   |   |
| 62.<br>(split)<br>62.<br>(single)   | $P_{Kuppl} = k_{621} \cdot \left[ \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_0} \cdot (T_2^* - T_3) - k_{622} \right]$ $P_{Kuppl} = k_{621} \cdot \left[ \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_0} \cdot (T_1^* - T_3) - \frac{\dot{m}_5}{\dot{m}_0} (T_6 - T_5) - \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_0} \cdot (T_8 - T_7) - k_{622} \right]$   | $k_{621} = c_p \cdot \dot{m}_0$<br>$k_{622} = (T_{20}^* - T_{30}) - \frac{P_{Kuppl0}}{c_p \cdot \dot{m}_0}$<br>$k_{621} = c_p \cdot \dot{m}_0$<br>$k_{622} = \frac{\dot{m}_{10}}{\dot{m}_0} \cdot (T_{10}^* - T_{30}) - (T_{60} - T_{50}) - (T_{80} - T_{70}) - \frac{P_{Kuppl0}}{c_p \cdot \dot{m}_0}$ |
| <u>Kupplungswirkungsgrad</u>  |   |   |
| 63.   | $\eta_{Kuppl} = k_{63} \cdot \frac{P_{Kuppl}}{\dot{m}_9 \cdot (T_1 - T_9)}$   | $k_{63} = \frac{1}{c_p}$  |
| <u>Turbomaschinendrehzahlen</u>   |   |   |
| 64.<br>(split)<br>64.<br>(single)   | $\frac{d}{dt} (n_{CT}^*) = k_{641} \cdot \left[ \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_0} \cdot (T_1^* - T_2) - \frac{\dot{m}_5}{\dot{m}_0} \cdot (T_6 - T_5) - \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_0} \cdot (T_8 - T_7) - k_{642} \cdot n_{CT}^{*2} \right]$ $n_{CT}^* = n_{PT}^*$  | $k_{641} = \frac{c_p \cdot \dot{m}_0}{2 \cdot \pi^2 \cdot J_{CT} \cdot n_{CT0}^2}$<br>$k_{642} = \frac{\dot{m}_{10}}{\dot{m}_0} \cdot (T_{10}^* - T_{20}) - (T_{60} - T_{50}) - (T_{80} - T_{70})$  |
| 65.<br>(split)<br>65.<br>(single)   | $n_{PT}^* = 1$<br><u>bzw</u> nach Lastabwurf<br>$\frac{d}{dt} (n_{PT}^*) = k_{651} \cdot \left[ \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_0} \cdot (T_2^* - T_3) - k_{652} \right]$ $n_{PT}^* = 1$<br><u>bzw</u> nach Lastabwurf<br>$\frac{d}{dt} (n_{PT}^*) = k_{651} \cdot \left[ \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_0} \cdot (T_1^* - T_3) - \frac{\dot{m}_5}{\dot{m}_0} \cdot (T_6 - T_5) - \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_0} \cdot (T_8 - T_7) - k_{652} \right]$ | $k_{651} = \frac{c_p \cdot \dot{m}_0}{2 \cdot \pi^2 \cdot J_{PT} \cdot n_{PT0}^2}$<br>$k_{652} = k_{622}$<br>$k_{651} = \frac{c_p \cdot \dot{m}_0}{2 \cdot \pi^2 \cdot J_{PT} \cdot n_{PT0}^2}$<br>$k_{652} = k_{622}$  |
| <u>Durchflußkenngrößen der Turbomaschinen</u><br>(Die Gl. 66 bis 69 sind iterativ nach $\Psi^*$ zu lösen) |   |   |
| 66.<br>(split)<br>66.<br>(single)   | $\Psi_1^* = \frac{k_{661} \cdot \Psi_1^* \cdot \ln(P_1/P_2)}{\ln \left[ 1 - \frac{k_{662} \cdot \Psi_1^* \cdot n_{CT}^{*2}}{T_1^*} \right]}$<br><u>mit</u> $\Psi_1^* = 1 + k_{663} \cdot (1 - \Psi_1^*)$<br>$\Psi_1^* = \frac{k_{661} \cdot \Psi_1^* \cdot \ln(P_1/P_3)}{\ln \left[ 1 - \frac{k_{662} \cdot \Psi_1^* \cdot n_{CT}^{*2}}{T_1^*} \right]}$<br><u>mit</u> $\Psi_1^* = 1 + k_{663} \cdot (1 - \Psi_1^*)$                  | $k_{661} = - \frac{\ln(T_{10}^*/T_{20})}{\ln(P_{10}/P_{20})}$<br>$k_{662} = T_{10}^* - T_{20}$<br>$k_{663} = \frac{2}{\Psi_{10}} - 1$<br>$k_{661} = - \frac{\ln(T_{10}^*/T_{30})}{\ln(P_{10}/P_{30})}$<br>$k_{662} = T_{10}^* - T_{30}$<br>$k_{663} = \frac{2}{\Psi_{10}} - 1$                          |

| Lfd.Nr.                  | Gleichungen   | Koeffizienten/<br>Bemerkungen   |
|--------------------------|---|---|
| 67.<br>(split)           | $\psi_2^{*2} = \frac{k_{671} \cdot \psi_2^* \cdot \ln(p_2/p_3)}{\ln \left[ 1 - \frac{k_{672} \cdot \psi_2^* \cdot n_{PT}^2}{T_2^*} \right]}$  | $k_{671} = - \frac{\ln(T_{20}^*/T_{30})}{\ln(p_{20}/p_{30})}$   |
| 67.<br>(single)          | mit $\psi_2^* = 1 + k_{673} \cdot (1 - \psi_2^*)$<br>entfällt   | $k_{672} = T_{20}^* - T_{30}$<br>$k_{673} = \frac{2}{\psi_{20}} - 1$  |
| 68.                      | $\left\{ 1 + k_{681} \cdot \left[ 1 + k_{682} \cdot (1 - \psi_5^*) \right] \right\}^{k_{683} \left[ 1 - k_{684} \cdot (1 - \psi_5^*)^2 \right]} = \frac{1 + k_{685}(n_{CT}^* - 1)}{\frac{p_5}{p_6} + k_{686}(n_{CT}^* - 1)}$              | $k_{681} = \frac{T_{6a} - 1}{T_{5a}}$<br>$k_{682} = -m \cdot \frac{\psi_{5a}}{\psi_{5a}}$<br>mit $m = 5,208 \cdot \left( \frac{Z_{ND}}{100} \right)^2 + 2,729 \cdot \frac{Z_{ND}}{100} - 1,5275$<br>$k_{683} = \frac{K}{K-1} \cdot \eta_{5a}$<br>$k_{684} = \frac{9,354 - 0,2678 Z_{ND}}{\eta_{5a}} \cdot \psi_{5a}^2$<br>$\left. \begin{array}{l} k_{685} \\ k_{686} \end{array} \right\} \text{aus Linearisierung}$<br>entspr. Jül-918-RG |
| 69.                      | $\left\{ 1 + k_{691} \cdot \left[ 1 + k_{692} \cdot (1 - \psi_7^*) \right] \right\}^{k_{693} \left[ 1 - k_{694} \cdot (1 - \psi_7^*)^2 \right]} = \frac{1 + k_{695}(n_{CT}^* - 1)}{\frac{p_7}{p_8} + k_{696}(n_{CT}^* - 1)}$              | $k_{691} = \frac{T_{8a} - 1}{T_{7a}}$<br>$k_{692} = -m \cdot \frac{\psi_{7a}}{\psi_{7a}}$<br>mit $m = 5,208 \cdot \left( \frac{Z_{HD}}{100} \right)^2 + 2,729 \cdot \frac{Z_{HD}}{100} - 1,5275$<br>$k_{693} = \frac{K}{K-1} \cdot \eta_{7a}$<br>$k_{694} = \frac{9,354 - 0,2678 Z_{HD}}{\eta_{7a}} \cdot \psi_{7a}^2$<br>$\left. \begin{array}{l} k_{695} \\ k_{696} \end{array} \right\} \text{aus Linearisierung}$<br>entspr. Jül-918-RG |
| <u>RWÜ-Thermodynamik</u> |   |   |
| 70.                      | $\frac{d}{dt}(T_{Wi}) = k_{701} \cdot \left[ k_{702} \cdot \left( \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_0} \right)^{0,8} \cdot (T_{HDMi} - T_{Wi}) + k_{703} \cdot \left( \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_0} \right)^{0,8} \cdot (T_{NDMi} - T_{Wi}) \right]$ | $k_{701} = \frac{\dot{m}_W}{M_W \cdot c_W}$<br>$k_{702} = \alpha_{HD0} \cdot \frac{F}{\dot{m}_W} \cdot \left( \frac{\dot{m}_0}{\dot{m}_8} \right)^{0,8}$<br>$k_{703} = \alpha_{ND0} \cdot \frac{F}{\dot{m}_W}$<br>$i = 1, 2, \dots, n_W$  |
| 71.                      | $k_{711} \cdot \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_0} \cdot (T_{HDAi} - T_{HDAi+1}) = k_{712} \cdot \left( \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_0} \right)^{0,8} \cdot (T_{Wi} - T_{HDMi})$  | $k_{711} = c_p \cdot \dot{m}_0$<br>$k_{712} = k_{702}$<br>$i = 1, 2, \dots, n_W$  |
| 72.                      | $k_{721} \cdot \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_0} \cdot (T_{NDAi} - T_{NDAi+1}) = k_{722} \cdot \left( \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_0} \right)^{0,8} \cdot (T_{Wi} - T_{NDMi})$  | $k_{721} = c_p \cdot \dot{m}_0$<br>$k_{722} = k_{703}$<br>$i = 1, 2, \dots, n_W$  |
| 73.                      | $T_{NDAi-1} = T_3^*$  | für $i = 1$   |
| 74.                      | $T_{HDAi+1} = T_8^*$  | für $i = n_W$   |
| 75.                      | $T_{NDAi} = 2 \cdot T_{NDMi} - T_{NDAi-1}$  | $i = 1, 2, \dots, n_W$  |

| Lfd.Nr.   | Gleichungen  | Koeffizienten/<br>Bemerkungen   |
|---|--|---|
| 76.   | $T_{HDA_i} = 2 \cdot T_{HDM_i} - T_{HDA_{i+1}}$  | $i = 1, 2, \dots, n_W$  |
| 77.   | $T_L = T_{NDA_{n_W}}$  |   |
| 78.   | $T_9 = T_{HDA_1}$  |   |
| <u>Reaktor - Thermodynamik</u>                            |  |   |
| 79.   | $\frac{d}{dt}(T_{TR}) = k_{79} \cdot \left(\frac{\dot{m}_9}{\dot{m}_0}\right)^{0.8} \cdot (T_{TC} - T_{TR})$   | $k_{79} = \frac{H_R}{C_{TR}} \cdot \left(\frac{\dot{m}_0}{\dot{m}_{90}}\right)^{0.8}$   |
| 80.   | $k_{801} \cdot \left(\frac{\dot{m}_9}{\dot{m}_0}\right)^{0.8} \cdot (T_{TR} - T_{TC}) = k_{802} \cdot \frac{\dot{m}_9}{\dot{m}_0} \cdot (T_{OR} - T_9)$  | $k_{801} = H_R \cdot \left(\frac{\dot{m}_0}{\dot{m}_{90}}\right)^{0.8}$<br>$k_{802} = c_p \cdot \dot{m}_0$  |
| 81.   | $T_{OR} = 2 \cdot T_{TC} - T_9$  |   |
| 82.   | $\frac{d}{dt}(T_{M_j}) = k_{821} \cdot P_R - k_{822} \cdot \left(\frac{\dot{m}_9}{\dot{m}_0}\right)^{0.8} \cdot (T_{M_j} - T_{C_j})$   | $k_{821} = \frac{q_j \cdot g}{C_M}$<br>$k_{822} = \frac{H_M}{C_M} \cdot \left(\frac{\dot{m}_0}{\dot{m}_{90}}\right)^{0.8}$<br>$j = 1, 2, \dots, n_R$  |
| 83.   | $\frac{d}{dt}(T_{F_j}) = k_{831} \cdot P_R - k_{832} \cdot \left(\frac{\dot{m}_9}{\dot{m}_0}\right)^{0.8} \cdot (T_{F_j} - T_{C_j})$   | $k_{831} = \frac{q_j \cdot (1-g)}{C_F}$<br>$k_{832} = \frac{H_F}{C_F} \cdot \left(\frac{\dot{m}_0}{\dot{m}_{90}}\right)^{0.8}$<br>$j = 1, 2, \dots, n_R$  |
| 84.   | $k_{841} \cdot \left(\frac{\dot{m}_9}{\dot{m}_0}\right)^{0.8} \cdot (T_{M_j} - T_{C_j}) + k_{842} \cdot \left(\frac{\dot{m}_9}{\dot{m}_0}\right)^{0.8} \cdot (T_{F_j} - T_{C_j}) = k_{843} \cdot \left(\frac{\dot{m}_9}{\dot{m}_0}\right) \cdot (T_{OC_j} - T_{OC_{j-1}})$ | $k_{841} = H_M \cdot \left(\frac{\dot{m}_0}{\dot{m}_{90}}\right)^{0.8}$<br>$k_{842} = H_F \cdot \left(\frac{\dot{m}_0}{\dot{m}_{90}}\right)^{0.8}$<br>$k_{843} = c_p \cdot \dot{m}_0$<br>$j = 1, 2, \dots, n_R$ |
| 85.   | $T_{OC_{j-1}} = T_{OR}$  | <u>für</u> $j = 1$  |
| 86.   | $T_{OC_j} = 2 \cdot T_{C_j} - T_{OC_{j-1}}$  | $j = 1, 2, \dots, n_R$  |
| 87.   | $\frac{d}{dt}(T_{BR}) = k_{87} \cdot \left(\frac{\dot{m}_9}{\dot{m}_0}\right)^{0.8} \cdot (T_{BC} - T_{BR})$   | $k_{87} = \frac{H_R}{C_{BR}} \cdot \left(\frac{\dot{m}_0}{\dot{m}_{90}}\right)^{0.8}$   |
| 88.   | $k_{881} \cdot \left(\frac{\dot{m}_9}{\dot{m}_0}\right)^{0.8} \cdot (T_{BC} - T_{BR}) = k_{882} \cdot \frac{\dot{m}_9}{\dot{m}_0} \cdot (T_1 - T_{OC_{n_R}})$  | $k_{881} = H_R \cdot \left(\frac{\dot{m}_0}{\dot{m}_{90}}\right)^{0.8}$<br>$k_{882} = c_p \cdot \dot{m}_0$  |
| 89.   | $T_1 = 2 \cdot T_{BC} - T_{OC_{n_R}}$  |   |
| <u>Neutronenkinetik</u> (2 Gruppen verzögerter Neutronen) |  |   |
| 90.   | $\frac{d}{dt}(P_F) = k_{901} \cdot (\beta - k_{902}) \cdot P_F + k_{903} \cdot (k_{904} \cdot K_1) + k_{905} \cdot (k_{906} \cdot K_2)$  | $k_{901} = 1/l^*$<br>$k_{902} = \beta_1 + \beta_2$<br>$k_{903} = \beta_1/l^*$<br>$k_{904} = \lambda_1 \cdot l^*/\beta_1$<br>$k_{905} = \beta_2/l^*$<br>$k_{906} = \lambda_2 \cdot l^*/\beta_2$                  |
| 91.   | $\frac{d}{dt}(k_{904} \cdot K_1) = k_{91} \cdot [P_F - (k_{904} \cdot K_1)]$   | $k_{91} = \lambda_1$  |
| 92.   | $\frac{d}{dt}(k_{906} \cdot K_2) = k_{92} \cdot [P_F - (k_{906} \cdot K_2)]$   | $k_{92} = \lambda_2$  |
| 93.   | $\frac{d}{dt}(P_{D1}) = k_{931} \cdot (k_{932} \cdot P_F - P_{D2})$  | $k_{931} = \gamma_1$<br>$k_{932} = \frac{F_1}{1 - F_1 - F_2}$   |



| Lfd.Nr.                       | Gleichungen   | Koeffizienten /<br>Bemerkungen   |
|-------------------------------|---|--|
| 94.                           | $\frac{d}{dt}(P_{D2}) = k_{941} \cdot (k_{942} \cdot P_F - P_{D2})$   | $k_{941} = Y_2$<br>$k_{942} = \frac{F_2}{1 - F_1 - F_2}$   |
| 95.                           | $\dot{g} = k_{951} \cdot (\bar{T}_F - k_{952}) + k_{953} \cdot (\bar{T}_M - k_{954}) + R$   | $k_{951} = \alpha_F$<br>$k_{952} = \frac{1}{n_R} \cdot \sum_{j=1}^{n_R} T_{F0j}$<br>$k_{953} = \alpha_M$<br>$k_{954} = \frac{1}{n_R} \cdot \sum_{j=1}^{n_R} T_{M0j}$ |
| 96.                           | $\bar{T}_F = \frac{1}{n_R} \cdot \sum_{j=1}^{n_R} T_{Fj}$   |  |
| 97.                           | $\bar{T}_M = \frac{1}{n_R} \cdot \sum_{j=1}^{n_R} T_{Mj}$   |  |
| 98.                           | $P_R = P_F + P_{D1} + P_{D2}$   |  |
| <u>Reaktivitätsregelkreis</u> |   |  |
| 99.                           | $\frac{\phi_{Soll}}{\phi_0} = \frac{\dot{m}_9}{\dot{m}_{90}} \cdot \frac{T_{1Soll} - T_9}{T_{10} - T_{90}} \cdot \frac{T_{1Soll} - T_9}{T_1 - T_9}$ | $T_{1Soll}$ = Sollwert der Reaktor -<br>austrittstemperatur  |
| 100.                          | $\frac{dR}{dt} = \frac{d}{dt}(g_R) = k_{100} \cdot \left( \frac{\phi_{Soll}}{\phi_0} - \frac{\phi}{\phi_0} \right)$                                 | $k_{100}$ = Reglerparameter  |
| 101.                          | $\frac{\phi}{\phi_0} = k_{101} \cdot P_F$   | $k_{101} = \frac{1}{P_{F0}} = \frac{1}{(1 - F_1 - F_2) \cdot P_{R0}}$  |
| 102.                          | $-k_{102} \leq \frac{d}{dt}(g_R) \leq k_{102}$  | $k_{102}$ = Maximalwert der Re -<br>aktivitätsänderungsrate<br>bei Stellbewegungen der<br>Regelstäbe   |

